

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Špalíkovač

Device for Wood Blocking

Student:

Bc. Jiří Weingärtner

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Weingärtner**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **20 Výrobní stroje a zařízení**
Téma: **Špalíkovač**
Device for Wood Blocking

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh špalíkovače pro zpracování dřevního odpadu (větvě, stavební dříví). Zařízení bude dělit odpadní dříví na špalky, které lze bez problémů spalovat v kotlích na tuhá paliva. Tímto způsobem se dá využít i jinak nevyužitelný dřevní odpad. Konstrukci špalíkovače navrhnete tak, aby se dal namontovat jako přídatné zařízení na závěs traktoru a byl poháněn kardánem (náhon z traktoru). Zařízení bude vybaveno vstupní násypkou a pytlovacím zařízením.

Výchozí parametry:

Max. délka špalíků: 150 mm
Max. průměr zpracovávaných větví:
 měkké čerstvé dřevo 90 mm
 tvrdé suché dřevo 50 mm
počet otáček poháněcí hřídele: 540 - 1000 ot.min-1

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení špalíkovače,
- detailní konstrukční zpracování řešení mechanické části špalíkovače a jeho pohonu včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca 2x A0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] KOPÁČEK J. : *Pohony a převody 1. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
- [4] MARTÍNEK P.: *Transportní zařízení.* Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
- [5] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení 1.* Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3


- [7] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
[8] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[9] Literární řešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**


Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě16.5.2016.....



podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2016


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Weingärtner

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Libušina 17/72, Olomouc-Bělidla, 77900

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Weingärtner, J. Špalíkovač: diplomová práce. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 95 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Cílem diplomové práce je návrh špalíkovače využívajícího ke svému pohonu traktor přes kardanovou hřídel. Hlavní náplní diplomové práce bylo navrhnout konstrukci špalíkovače, který slouží k efektivnímu způsobu zpracování větví, jež zůstávají po prořezání stromů. V první části pojednávám o možnostech a rozdělení špalíkovačů, o principu chodu zařízení a jejich použití s následným navrhnutým řešením. Praktická část, se věnuje požadavkům, které má stroj splňovat, a různým variantám, jak tyto požadavky splnit. Podle zadaných parametrů jsou provedeny pevnostní výpočty hřídelů, výpočty životnosti ložisek, MKP analýzy a rozbor zařízení včetně popisů částí špalíkovače. Na konec byla vypracována výkresová dokumentace o rozsahu 2x A0.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Weingärtner, J. Device for Wood Blocking: Ostrava: VŠB – Technical university Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines in Industries and Building, 2016, 70 p. Thesis head: Kovář L.

Purpose of this thesis is design of wood-blocking device propelled by tractor through cardan axle. Wood-blocking devices are used for effective processing of branches that remains after tree debranching. In first part is dealt with possibilities and classification of wood-blocking devices, their drive principle and usage with consequent design proposal. Practical part devotes to requirements machine must fulfil, and options to carry out these requirements. Based on given parameters strength and bearing lifetime calculations are performed, fine element method analysis and breakdown is made with listing of parts the device consists of. Documentation and blue-prints in scope of 2x A0 were made at the end.

1. Obsah

1	Úvod.....	14
2	Špalíkovače.....	15
2.1	Varianty řešení stroje na dřevo.....	15
2.2	Štípací mechanismu.....	16
2.2.1	Řetězová pila	16
2.2.2	Kotoučová pila.....	17
2.2.3	Mechanismus s protiběžnými hřídeli	17
3	Špalíkovače podle typu pohonu	18
3.1	Špalíkovače poháněné traktorem.....	18
3.2	Špalíkovače poháněné spalovacím motorem	18
3.3	Špalíkovače poháněné elektromotorem	19
4	Rozdělení špalíkovačů podle typu konstrukce.....	20
4.1	Nesený špalíkovač	20
4.2	Špalíkovač s vlastním podvozkem	20
4.3	Stacionární špalíkovač	20
5	Rozdělení špalíkovačů podle typu podávacího ústrojí	21
5.1	Špalíkovače bez podávacího ústrojí.....	21
5.2	Špalíkovače se samočinným podávacím ústrojím	21
5.3	Špalíkovače s poháněným podávacím mechanismem	21
5.3.1	Podávací dopravník.....	21
5.3.2	Odebírací dopravník.....	22
5.3.3	Pytlovací systém	23
6	Vlastnosti dřeva.....	24
6.1	Mechanické vlastnosti dřeva	24
6.2	Pevnost dřeva ze zkoušek vs. pevnost výpočtová	24
7	Přehled strojů dostupných na trhu	25
7.1	Firma Kovovýroba SPL	25
7.1.1	Špalíkovací stroj	25
7.2	Firma STS Prachatice	26
7.2.1	Špalíkovací stroj DH 10 E.....	26
7.3	Firma Profistroje.....	27
7.3.1	Drtič – špalíkovač URBAN SMH110.....	27
8	Zhodnocení a výběr vhodné konstrukce	28

8.1	Špalíkovací mechanismus	28
8.2	Pohon špalíkovače	28
8.3	Nosná konstrukce špalíkovače	28
8.4	Podávací mechanismus špalíkovače	28
9	Návrh konstrukce špalíkovače	29
10	Výpočtový návrh špalíkovače	30
10.1	Dané podmínky	30
10.2	Výpočet střížné síly působící na dřevo	30
10.3	Návrh a výpočet ozubených kol v programu Inventor.....	34
10.4	Návrh nožových hřídelů.....	40
10.4.1	Výpočet nožové hřídele hnané.....	41
10.4.2	Návrh ložisek hnané hřídele	43
10.4.3	Návrh svěrného pouzdra pod ozubenými koly hnané hřídele.....	44
10.4.4	Sekací nůž	45
10.5	Kontrola nožů.....	46
10.5.1	Kontrola nožů na ohyb	46
10.5.2	Kontrola nožů na střih.....	47
10.5.3	Kontrola nožů proti uvolnění.....	47
10.5.4	Délka špalíku	48
10.5.5	Kontrola materiálu pomocí MKP.....	49
10.6	Výpočet hřídele hnací	51
10.6.1	Návrh a kontrola ložisek	53
10.6.2	Výpočet evolventního spojení s kardanovou hřídelí pro poháněcí hřídel	53
10.7	Orientační výkonnost zařízení.....	55
11	Prvky stroje	57
11.1	Konstrukce rámu špalíkovače	57
11.1.1	Čepy na šavle.....	61
11.2	Špalíkovací mechanismus	63
11.3	Výpočet utahovacího momentu svorníků	66
11.4	Krytovací části.....	67
11.5	Podávací hubice.....	67
11.6	Pytlovací systém.....	68
11.7	Průmyslová kolečka.....	69
12	Obsluha a údržba stroje	70

13	Závěr.....	71
14	Seznam použité literatury	72
15	Seznam obrázků:	74
16	Seznam tabulek	76
17	Seznam grafů	77
18	Seznam příloh	78

Seznam použitých symbolů a zkratk:

Zkratka	Veličina	Jednotka
A_s	Plocha jádra šroubu	[N]
F_1	Síla působící na ozubeném kole	[N]
F_2	Síla působící na ozubeném kole	[N]
F_3	Řezná síla	[N]
F_d	Odstředivá síla působící na nože	[N]
F_n	Normální síla	[N]
F_{Mk}	Ohybová síla	[N]
F_{pd}	Celková svěrná síla šroubu	[N]
F_r	Mezní obvodové házení zubu	[mm]
F_r	Radiální síla	[N]
F_S	Střižná síla	[N]
F_{ub}	Mez pevnosti šroubu	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
F_v	Valivá síla	[N]
F_β	Mezní úchylka sklonu zubu	[mm]
JHV	Tvrdost v jádře zubu	[1]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[1]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[1]
K_{Ha}	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[1]
K_{Hv}	Součinitel vnitřních dynamických sil	[1]
$K_{H\beta}$	Souč. Nerovnoměrnosti zatížení po šířce	[1]
L_H	Únosnost ložiska v hodinách	[hod]
L_n	Únosnost ložiska v otáčkách	[ot]
M	Rozměr přes válečky (kuličky)	[mm]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_{Omax}	Maximální ohybový moment	[Nm]
M_{Ored}	Redukovaný ohybový moment	[Nm]
N_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	[1]
N_{Hlim}	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	[1]
P_{min}	Minimální výkon	[W]
R	Střižná plocha (větve)	[mm]
R_{AY1}	Reakce v místě ložiska hnací hřídele	[N]
R_{AY2}	Reakce v místě ložiska hnané hřídele	[N]
R_{RY1}	Reakce v místě ložiska hnací hřídele	[N]
R_{RY2}	Reakce v místě ložiska hnané hřídele	[N]
S	Střižná plocha (větve)	[mm ²]
S_F	Součinitel bezpečnosti v ohybu	[1]
S_{Fst}	Statická bezpečnosti v ohybu	[1]

S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	[1]
S_{Hst}	Statická bezpečnosti v dotyku	[1]
S_M	Průřez materiálu měkkého dřeva	$[mm^2]$
S_T	Průřez materiálu tvrdého dřeva	$[mm^2]$
S_u	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
S_y	Mez kluzu v tahu	[MPa]
T	Svěrný moment	[Nm]
VHV	Tvrdost na boku zubu	[1]
W	Rozměr přes zuby	[mm]
Y_A	Součinitel střídavého zatížení	[1]
Y_{Fa}	Součinitel tvaru zubu	[1]
Y_g	Součinitel délky dotyku	[1]
Y_N	Součinitel životnosti	[1]
Y_R	Součinitel drsnosti povrchu	[1]
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí	[1]
Y_{Sag}	Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	[1]
Y_T	Součinitel technologie výroby	[1]
Y_X	Součinitel velikosti	[1]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[1]
Y_δ	Součinitel vrubové citlivosti	[1]
Z_B	Součinitel jednopárového záběru	[1]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností	[1]
Z_g	Součinitel délky dotyku	[1]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[1]
Z_L	Součinitel maziva	[1]
Z_N	Součinitel životnosti	[1]
Z_R	Součinitel výchozí drsnosti zubů	[1]
Z_v	Součinitel obvodové rychlosti	[1]
Z_w	Součinitel párování materiálu	[1]
Z_x	Součinitel velikosti	[1]
Z_β	Součinitel sklonu zubu	[1]
$\hat{\alpha}$	Úhel natočení v radiánech	[rad]
μ	Poissonova konstanta	[1]
μ	Účinnost	[1]
a	Roztečná vzdálenost os	[mm]
a^*	Výška hlavy zubu	[mm]
a_c	Výška hlavy zubu nad tětivou	[mm]
a_w	Vzdálenost os	[mm]
b_r	Šířkový poměr	
c^*	Hlavová vůle	[mm]
d	Průměr	[mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]

d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_{an}	Virtuální hlavový průměr	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
d_{bn}	Virtuální průměr základní kružnice	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
d_M	Průměr válečku (kuličky)	[mm]
d_n	Virtuální roztečný průměr	[mm]
d_w	Pracovní roztečný průměr	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
f_o	Součinitel smykového tření	[1]
f_{pb}	Mezní úchylka základní rozteče	[mm]
f_{pt}	Mezní úchylka čelní rozteče	[mm]
f_y	Mezní úchylka rovnoběžnosti os	[mm]
f_y	Mezní úchylka rovnoběžnosti os	[mm]
f_{zx}	Mezní úchylka rovnoběžnosti os	[mm]
i	Převodový poměr	[1]
i_{in}	Požadovaný převodový poměr	[1]
k	Konstanta zahrnující vliv otupení nožů, bezpečnost	[1]
k_{in}	Snížení hlavy zubu	[1]
k_{st}	Bezpečnost nožů	[1]
l_s	Výpočet maximální délky špalíku	[mm]
m	Modul	[mm]
n_{E1}	Rezonanční otáčky	[Hz]
$n_{nožů}$	Otáčky nože	[ot./min]
n_{rotoru}	Otáčky rotoru	[ot./min]
p	Rozteč zubů	[mm]
p_{tb}	Základní rozteč	[mm]
q_F	Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	[1]
q_H	Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	[1]
r_f^*	Zaoblení paty	[mm]
s	Doba za kterou sekne jeden nůž	[s]
s	Tloušťka zubu	[mm]
s_a	Jednotková šířka hlavy zubu	[1]
s_t	Čelní tloušťka zubu	[mm]
t_c	Tloušťka zubu na těživě	[mm]
$tvar$	Zpracování materiálu	[1]
v	Obvodová rychlost	[m.s]
x	Jednotkové posunutí	[1]
x_d	Jednotková korekce s dovol. podříznutím	[1]
x_p	Jednotková korekce bez podříznutí	[1]
x_z	Jednotková korekce bez zúžení	[1]
z	Počet zubů	[1]

z_v	Náhradní počet zubů	[1]
z_w	Rozměr přes zuby	[1]
α	Úhel profilu	[°]
α_a	Hlavový úhel profilu	[°]
α_B	Bachův opravný součinitel	[1]
α_B	Bachův opravný součinitel	[1]
α_w	Provozní úhel záběru	[°]
ε	Součinitel trvání záběru	[s]
σ_{DO}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_O	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Ored}	Redukované napětí	[MPa]
Σx	Celková jednotková korekce	[1]
τ_k	Napětí v krutu	[MPa]
τ_s	Střihová pevnost	[MPa]

1 Úvod

Zpracování dřeva je stále nedílnou součástí lidského života. I v této době je potřebazpracovávatdřevo jak na topení, tak pro výrobu nábytku a jiného zařízení, bez kterého se člověk v dnešní době neobejde. S vývojem technologií a snovými poznatky vzrůstá důraz na mnoho faktorů při zpracování dřeva, jako například rychlost, časová úspora, kvalita, množství apod. Dělníky dřevařské firmy hledají vždy nejlepšířešení pro přípravu dřeva na topení. Z toho důvodu se snaží každý výrobce stroje splnit požadavky trhu. Ve velké míře se využívají štípací stroje a to pro štípání, ale i prokombinaci štípání a krácení dřeva. Tyto štípací stroje se proto vyrábí v různé velikosti prorůzné využití, od strojů pro příležitostné štípání, až po velkokapacitní zařízení na zpracovánídřeva pro otop.

Je několik způsobů pro zpracování dřeva, užití ručního náradí, nebo za pomoci mechanizace. K mechanickému způsobu zpracování dřeva se řadí i použitíšpalíkovače.

Špalíkovačedělí dřevěnou hmotu a vytváří z ní špalíky o určité délce. Špalíkem se myslí nakrácené a nasekané kusy dřeva o velikosti cca150 mm. Nevýhodou je pracovní ústrojíšpalíkovačů, které je mnohem citlivější vůči cizím tělesům a snadno se poškodí. Výhodou špalíkovače je, že výsledný produkt vzniká beztrískovým dělením dřeva a jednotlivé částice mají relativně velmi podobnou délku. Špalík se v této formě daleko lépe převáží než dlouhé kusy dřeva apod. Takto zpracované dřevo je možno použít pro další zpracování, jako například pro výrobu dřevěných podlah, povrchového materiálu atd., nebozisktepelné energie. Špalíkovače jsou vyráběné v široké škále typů, velikostí a výkonů.

2 Špalíkovače

Špalíkovače se skládají z několika základních částí. Špalíkovací mechanismus zajišťuje oddělení dřevní hmoty, pohon dodává energii celému zařízení. Podávací mechanismus (nebo obsluha) zajišťuje přísun materiálu ke špalíkovacímu ústrojí. Vyprazdňovací mechanismus odvádí špalíky do špalíkovacího ústrojí, aby nedocházelo k ucpávání stroje. A v neposlední řadě rám, na kterém jsou všechny tyto prvky osazeny. Na trhu jsou tyto stroje dostupné v různých konstrukčních typech a variantách.

2.1 Varianty řešení stroje na dřevo

Hlavním důvodem vedoucím ke zvyšování popularity dřeva jako topného paliva určitě bude trvalé zvyšování ceny plynu a elektřiny. Uhlí je navíc silně neekologické palivo. Právě proto se dnešní nabídka v oblasti dřevobráběcích strojů, a to v našem případě hydraulických štípaček na dřevo, honosí velice širokým portfoliem nabízených strojů.

Stroje můžeme rozdělit podle následujících kritérií:

➤ **Podle energetického zdroje**

- elektrické
- se spalovacím motorem
- připojitelné k energetickému prostředku (např. traktoru)

➤ **Podle typu konstrukce**

- ruční
- nesené
- tažené
- samojízdné

➤ **Podle typu podávání materiálu**

- ruční
- mechanické

Podávání materiálu zajišťuje obvykle hydraulická ruka nebo podávací dopravník (řetězový, válcový).

➤ **Podle druhu pracovního nástroje**

- Řetězová pila
- Kotoučová pila
- Protiběžné ostří
- Bubnový mechanismus

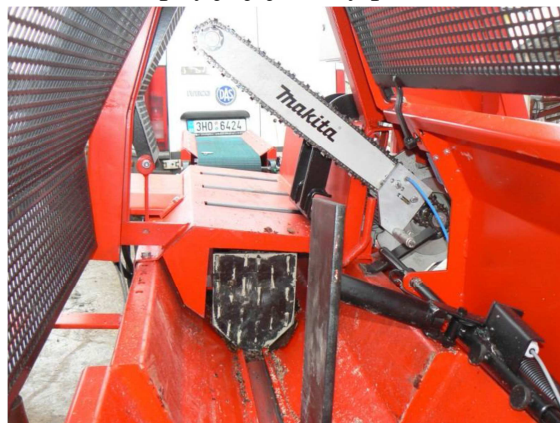
Z hlediska dělení strojů můžeme s jistotou tvrdit, že nejmenší stroje zaujímají místo pro zpracování palivového dřeva v domácnosti a nahrazují nám tím ruční práci sekerou či pilou.

2.2 Štípací mechanismu

Štípací mechanismus je nejdůležitější součástí stroje. Zde se provádí štípání, popřípadě krácení dřeva na požadovanou velikost. Dřevo je podáno nebo dopraveno do vstupního otvoru spalíkovace, musí se nejprve zkrátit na požadovanou velikost pomocí řezného nástroje. Obvykle bývá použita řetězová nebo kotoučová pila. Poté se zkrácený kus dřeva přesouvá k řezné části, která jej zpracuje na požadovanou velikost. Řezné nástroje slouží ke krácení dřeva na potřebnou velikost. U štípacích strojů je několik řezných nástrojů:

2.2.1 Řetězová pila

Hlavní výhodou použití řetězové pily je její velký prořez.



Obr. č. 1: Řetězová pila [4]

2.2.2 Kotoučová pila

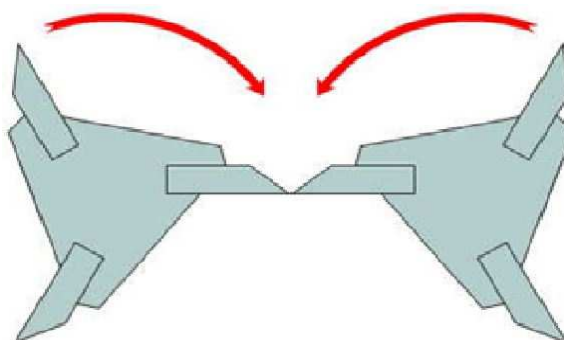
Řezání kotoučovou pilou umožňuje přesnější a rychlejší řezání menších kmenů, také umožňuje dlouhodobou činnost stroje a tím prodlužuje intervaly údržby.



Obr. č. 2: Kotoučová pila [4]

2.2.3 Mechanismus s protiběžnými hřídeli

V tomto mechanismu pracují dva hřídele, které se otáčejí v opačném směru proti sobě. Na každém hřídeli je stejný počet nožů, které jsou na hřídelích umístěny radiálně. Hřídele jsou nastaveny tak, že ostří nožů se vždy setkává v jednom bodě (viz. obrázek č. 3). Tím dojde k přeseknutí materiálu. Tento mechanismus si materiál podává svým rotujícím pohybem samočinně.



Obr. č. 3: Mechanismus s protiběžnými hřídeli[4]

3 Špalíkovače podle typu pohonu

3.1 Špalíkovače poháněné traktorem

Výkon je na špalíkovač přenášěn z vývodového hřídele traktoru pomocí kardanového hřídele. Stroj s takto řešeným pohonem má zpravidla nižší hmotnost, jelikož nemusí být osazen pohonnou jednotkou. V tom případě ovšem musí traktor, za kterým je stroj veden, splňovat výkonové požadavky stroje (viz. obrázek č. 4).



Obr. č. 4: Pohon kardanovým hřídelem[1]

3.2 Špalíkovače poháněné spalovacím motorem

Jako další možnost je osadit špalíkovač vlastním spalovacím motorem (viz obrázek č. 5). V tom případě se zvýší celková hmotnost stroje. Špalíkovače s vlastním motorem jsou tedy zpravidla montovány na vlastní podvozek.



Obr. č. 5: Pohon s vlastním spalovacím motorem[4]

3.3 Špalíkovače poháněné elektromotorem

Stroje poháněné elektromotorem mají pohonnou jednotku rovněž připevněnou přímo ke svému rámu. Elektromotory se osazují především stacionární špalíkovače, jelikož stroj musí ke své činnosti mít v blízkosti zdroj elektrické energie (viz obrázek č. 6).



Obr. č. 6: Stroj poháněný elektromotorem[4]

4 Rozdělení špalíkovačů podle typu konstrukce

4.1 Nesený špalíkovač

Nesené špalíkovače jsou konstruovány pro zavěšení na tříbodový nosný systém traktoru. Takto konstruované špalíkovače mají omezenou velikost z důvodu své hmotnosti (a to z důvodů zvednutí stroje a nepřetěžování zvedacího ústrojí traktoru).

4.2 Špalíkovač s vlastním podvozkem

Špalíkovače s vlastním podvozkem se připojují na závěs traktoru, případně je možné je připojit i za závěs (tažné zařízení) u osobního automobilu. Na podvozek je možné namontovat vlastní pohonnou jednotku (například spalovací motor). Podvozek unese větší hmotnost, tudíž špalíkovače mohou být rozměrnější a mít větší výkon. Tyto podvozky mohou mít až tři nápravy. Dále mohou být osazeny doplňujícími atributy, například mechanickou rukou atd.

4.3 Stacionární špalíkovač

Stacionární špalíkovače se používají z velké části v domácnosti, jelikož jsou ekonomicky dostupné. Mají malý výkon a dá se s nimi lehce manipulovat. Tyto stroje se obtížně převážejí, proto jsou zpravidla vybaveny elektrickým pohonem.

5 Rozdělení špalíkovačů podle typu podávacího ústrojí

5.1 Špalíkovače bez podávacího ústrojí

Nejjednodušší stroje pro zpracování dřeva jsou vybaveny podávacím ústrojím, ale dřevo se vkládá ručně. Podávání materiálu je zajištěno pouze lidskou nebo tíhovou silou. K tomu slouží otvor (násypka, hubice), která bývá ve vodorovném nebo nakloněném směru.

5.2 Špalíkovače se samočinným podávacím ústrojím

Samočinné podávací zařízení je zajištěno protiběžnými hřídeli. Rotací tohoto mechanismu dochází k plynulému vtahování materiálu k balíkovacímu mechanismu.

5.3 Špalíkovače s poháněným podávacím mechanismem

Tyto mechanismy jsou zpravidla tvořeny dvěma podávacími válci. U špalíkovačů vyšších výkonů může být spodní válec nahrazen dopravníkem, na ten může být materiál vkládán mechanickou rukou. Tyto mechanismy jsou poháněny pomocí hydromotorů nebo mechanickým převodem od hřídele rotoru.

5.3.1 Podávací dopravník

Pro posuv a správné navedení dřeva k řeznému nástroji slouží poháněný vstupní pás (podávací dopravník). Obvykle jde o pásový dopravník. Pro lepší navedení dřeva se u některých štípacích strojů používají naváděcí válečky, které pomáhají srovnávat dřevo pro pásový dopravník.



Obr. č. 7: Podávací dopravník dřeva do pracovního prostoru [4]

5.3.2 Odebírací dopravník

Aby bylo možné zpracované dřevo odklízet a zamezilo se hromadění dřeva u stroje, používá se poháněný dopravník na odsun dřeva (odebírací dopravník). Odebírá polena od štípačského stroje a přesouvá je na požadované místo, popřípadě může nakládat poštípané dřevona vlečku.



Obr. č. 8: Odebírací dopravník nasekaného dřeva [4]

5.3.3 Pytlovací systém

Tento systém umožňuje naplnit pytle, aniž by dřevo padalo okolo stroje. Špalky ze sekacího mechanismu pokračují přes rouru nebo nějakou část tunelu do kruhové části, kde je zajištěn systém, který drží pytel. Až se pytel naplní, obsluha nebo dělník vymění pytel.



Obr. č. 9: Pytlovací systém [4]

6 Vlastnosti dřeva

6.1 Mechanické vlastnosti dřeva

Veškeré mechanické vlastnosti dřeva jsou závislé na jeho vlhkosti a hustotě. U hustoty dřeva platí, že čím je vyšší, tím je vyšší i pevnost dřeva. Mezi mechanické vlastnosti patří pružnost, pevnost, houževnatost a tvrdost dřeva. [8]

6.2 Pevnost dřeva ze zkoušek vs. pevnost výpočtová

V následující tabulce jsou uvedeny mechanické vlastnosti dřeva domácích dřevin. Dřevo u zkoušek (pevnosti, houževnatosti, pružnosti, atd.) nemá a ani nebude vykazovat vždy stejné vlastnosti vzhledem k množství a velikost suků a dalších „vad“ dřeva.[8]

		TAH		TLAK		OHYB		SMYK
hustota		*	⊥**	*	⊥**	MOR ***	MOE ****	
[kg / m3]		[MPa]						
jedle	430	78	1,4	33	4,7	67	9 600	5,5
smrk	440	84	1,5	30	4,1	60	9 100	5,3
borovice	530	102	2,9	54	7,5	98	11 750	9,8
modřín	600	105	2,2	54	7,3	97	13 500	8,8
topol	340	84	1,5	35	3	64	10 700	7,6
osika	460	100	2,7	47	2,6	77	10 700	7,7
vrba	520	83	2,4	36	3,4	65	9 800	6,7
lípa	540	83	4,9	51	1,8	104	7 300	4
olše	550	92	2	54	6,4	83	11 500	4,4
kaštanovník	610	121	5	49	5	75	8 800	7,8
javor	630	100	5,2	45	6,4	97	10 300	9,8
jilm	670	84	3,9	55	9,8	87	10 800	6,9
ořešák	690	98	3,5	71	11,8	124	12 300	6,9
jasan	700	142	6,9	51	10,8	118	13 100	12,5
dub	700	108	3,3	42	11,5	116	11 600	12,7
buk	720	130	3,5	46	7,9	104	13 100	12,3
bříza	730	134	6,9	50	10,8	134	16 100	11,8
akát	760	133	4,2	70	18,6	102	11 000	12,5
habr	820	153	3,8	54	16	140	14 700	16

Tab. č. 1: Mechanické vlastnosti dřeva (*rovnoběžně s vlákny, **kolmo na vlákna, ***Mez pevnosti dřeva v ohybu, ****Modul pružnosti dřeva v ohybu)[8]

Zvýrazněné hodnoty jsem použil ve výpočtech jako nejvyšší a nejnižší hodnotu.

7 Přehled strojů dostupných na trhu

7.1 Firma Kovovýroba SPL

Tato společnost se zabývá výrobou převážně špalíkováčů. Specializuje se na zakázkovou výrobu, a to na přání zákazníka. Neustále zvyšuje a zkvalitňuje výrobu špalíkováčů.

7.1.1 Špalíkovací stroj

Špalíkováč má nože s kvalitního materiálu (hardoxu), čímž je zaručeno, že nedojde k vylovení ostří. Jsou určeny pro profesionální zpracování dřeva, vytváří dřevěné špalíky o délce 8 – 15 cm. Stroj je určen k hrubému drcení dřevního odpadu všeho druhu do průměru 100 mm v případě měkkého čerstvého (mokrého) dřeva a do průměru 80 mm v případě tvrdého, suchého dřeva (buk, dub).[1]



Obr. č. 10: Špalíkováč LS 150 D [1]

Specifikace	Maximální průměr materiálu	100 mm
	Tvrdé dřevo do průměru	80 mm
	Hmotnost	250 kg
Řezací ústrojí	Průměr	100 mm
	Počet nožů	6
	Výkon	6 kW
	Otáčky	N
Podávací ústrojí	Rozměr otvoru	290 x 220 mm
	Počet válců	2
	Rychlost podávání	N

Tab. č. 2: Parametry špalíkováče LS 150 D

7.2 Firma STS Prachatice

Firma STS Prachatice a. s. je strojírenskou a obchodní firmou, která vznikla v 50. letech minulého století. Současnou podobu má od 1. 1. 1994. Firma vyrábí lesnické stroje a zemědělské stroje. Zabývá se speciální zakázkovou strojírenskou výrobou. Významné postavení získala v obchodní činnosti v oboru lesní a zemědělská technika. S výrobním vybavením je schopna vyrábět cenově výhodné strojírenské náhradní díly dle přání zákazníka v odpovídající kvalitě.

7.2.1 Špalíkovací stroj DH 10 E

Špalíkovače dřevní hmoty jsou určeny pro profesionální zpracování různého dřevního odpadu z truhlářské výroby, z pilařských provozů, po těžbě dřeva, při úklidu lesních prostor a odpadového stavebního dřeva. Zpracováním těchto odpadů získáme kvalitní palivo, tzv. špalík (dlouhou štěpku) o délce 5 – 12 cm.[2]



Obr. č. 11: Špalíkovač dřevní hmoty DH 10 E [2]

Specifikace	Maximální průměr materiálu	120 mm
	Výkonnost	cca 1,5 m ³ /hod
	Hmotnost	165 kg
Řezací ústrojí	Průměr	N
	Počet nožů	N
	Napětí	3x400V/50 Hz
	Výkon	2,2 kW
	Otáčky	2 855 ot/min
Podávací ústrojí	Rychlost podávání	ruční

Tab. č. 3: Parametry špalíkovače DH 10 E

7.3 Firma Profistroje

Firma PROFISTROJE spol. s.r.o. vznikla v roce 1992 jako obchodní organizace zabývající se prodejem náhradních dílů na zemědělské stroje.

7.3.1 Drtič– špalíkovač URBAN SMH110

Špalíkovač Urban SMH110 je poháněný motorem Briggs&Stratton Vanguard o výkonu 35 koní. Zpracuje materiál o průměru až 120 mm a výsledná délka špalíku (štěpky) je 70– 220 mm. Nože špalíkovače–drtiče uvedené do pohybu si větve samy podávají.



Obr. č. 12: Urban SMH110[6]

Specifikace	Maximální průměr materiálu	120 mm
	Výkonnost	cca 10 m3/hod
	Hmotnost vč. přívěsu	1300 kg
Řezací ústrojí	Délka dřevní štěpky	220 mm
	Počet nožů	6
	Palivo	Natural 95
	Výkon	26,1 kW
	Otáčky	170 ot/min
Podávací ústrojí	Rychlost podávání	ruční

Tab. č. 4: Parametry špalíkovače Urban SMH110

8 Zhodnocení a výběr vhodné konstrukce

8.1 Špalíkovací mechanismus

Mechanismus s protiběžnými hřídeli je relativně konstrukčně nejvhodnější, protože není zapotřebí samostatného podávacího mechanismu. Nevýhodou je, že zpracovává materiál menších průměrů. Má vyšší nároky na výkon poháněcího stroje, jelikož dochází k náporu na nože na hřídelích. Řetězový mechanismus je složitější konstrukce a využívá se převážně pro vyšší výkonnostní kategorie. Kotoučová pila je konstrukčně taky složitější. Mechanismus s protiběžnými hřídeli se jeví jako nejvhodnější. Konstrukce mechanismu je jednoduchá a dostačující pro potřebný výkon.

8.2 Pohon špalíkovače

V zadání je uvedeno, že špalíkovač bude poháněn traktorem přes kardanovou hřídel.

8.3 Nosná konstrukce špalíkovače

Konstrukce s vlastním podvozkem je možná, ale konstrukčně složitější a ekonomicky nevýhodná. Odhadovaná velikost špalíkovacího mechanismu však dovolí užít konstrukci pro třibodový nosný systém traktoru. Na spodní část rámu špalíkovače budou přimontována nosná kolečka pro snadnější manipulaci. Toto řešení je finančně nenáročné a konstrukčně jednoduché.

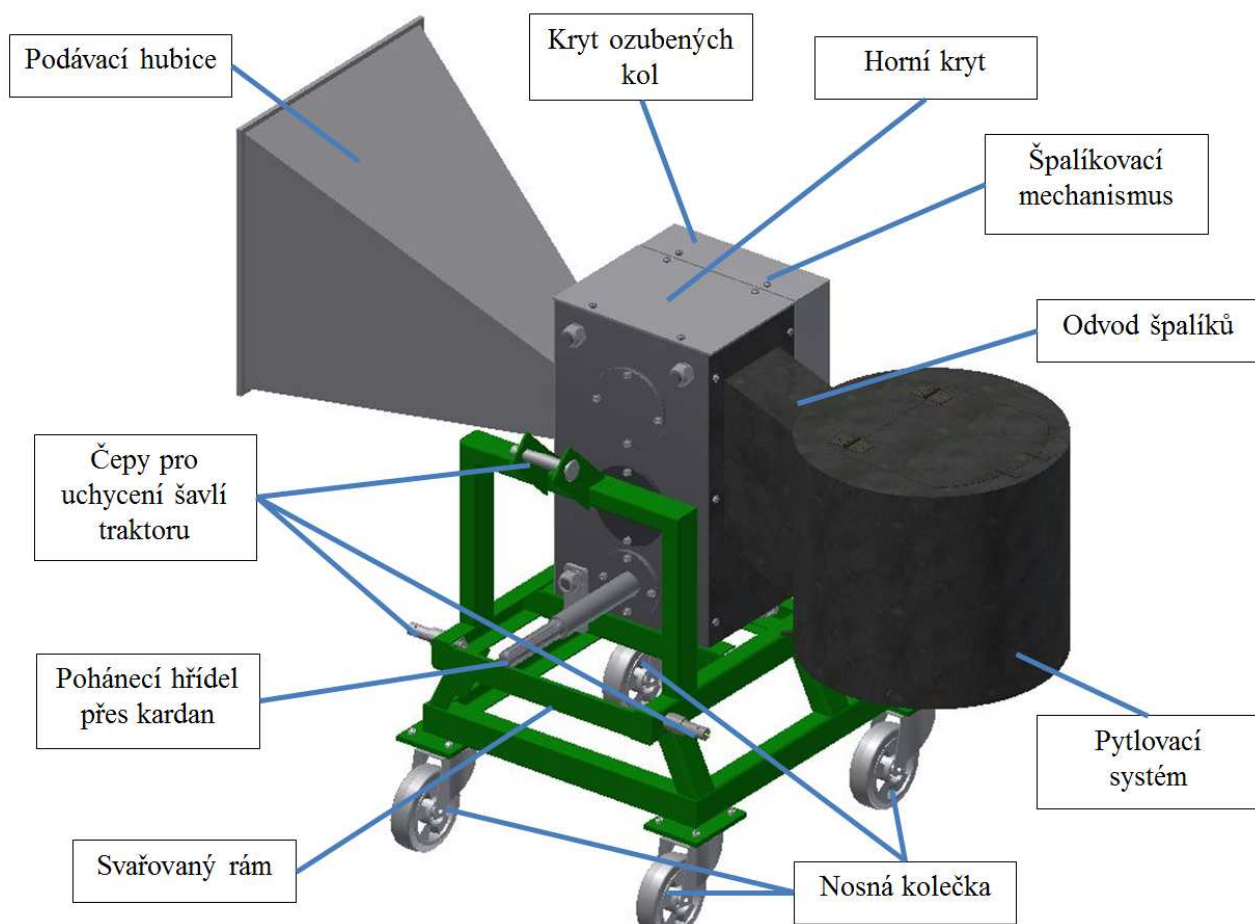
8.4 Podávací mechanismus špalíkovače

Největší zpracovatelný průměr materiálu je 90 mm. Stroj nebude vybaven mechanickou rukou, ale do podávací hubice (otvoru) bude obsluha materiál vkládat ručně. Mechanismus si sám bude vtahovat větve, či kulatiny. Pohon mechanismu je volen mechanický (ozubená kola, kardanová tyč). Jelikož při použití hydraulického pohonu je nebezpečí ekologického znečištění.

Druhým argumentem/důvodem je, že při případné poruše se mechanický převod snáze opraví přímo na místě.

9 Návrh konstrukce špalíkovače

Stroj je navržen pro tříbodový závěsný systém traktoru. Poháněn je přes kardanový hřídel z vývodového hřídele traktoru. Je vybaven podávací hubicí. Stroj má možnost pytlovacího systému pro snadnější uskladnění špalíků.



Obr. č. 13: Popis špalíkovače [21]

10 Výpočtový návrh špalíkovače

10.1 Dané podmínky

- Průměr špalíku měkkého dřeva: 90 mm
- Průměr špalíku tvrdého dřeva: 50 mm
- Počet otáček: 540 – 1000 ot/min
- Modul pevnosti dřeva ve smyku: 4 MPa – 10 MPa (16 MPa) – volím 16 MPa

10.2 Výpočet střižné síly působící na dřevo

Velikost střižné síly vypočteme ze vztahu:

$$F_S = \tau_s \cdot S \cdot k [N]$$

τ_s – střižová pevnost

F_S – střižná síla

S – střižná plocha (větve)

k – konstanta zahrnující vliv otupení nožů, bezpečnost atd.

Průřez materiálu (větve):

$$S_M = \frac{\pi \cdot d_{\text{materiálu}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = \frac{6361,73}{2} \text{ mm}^2 = 3180,9 \text{ mm}^2 \quad (10.2.1)$$

$$S_T = \frac{\pi \cdot d_{\text{materiálu}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = \frac{1963,5}{2} \text{ mm}^2 = 981,8 \text{ mm}^2 \quad (10.2.2)$$

V mém případě potřebuji zjistit střižnou sílu F_S , za průměr d dosazuji ze zadání, pro měkké dřevo $d = 90$ mm a za tvrdé dřevo $d = 50$ mm. Průřez materiálu podělím dvěma, protože mám dva stejně působící nože zároveň.

Součinitel k zahrnuje, bezpečnost a otupení nožů a volím $k = 1,3$. Mechanické vlastnosti dřeva jsou uvedeny v tabulce č. 1.

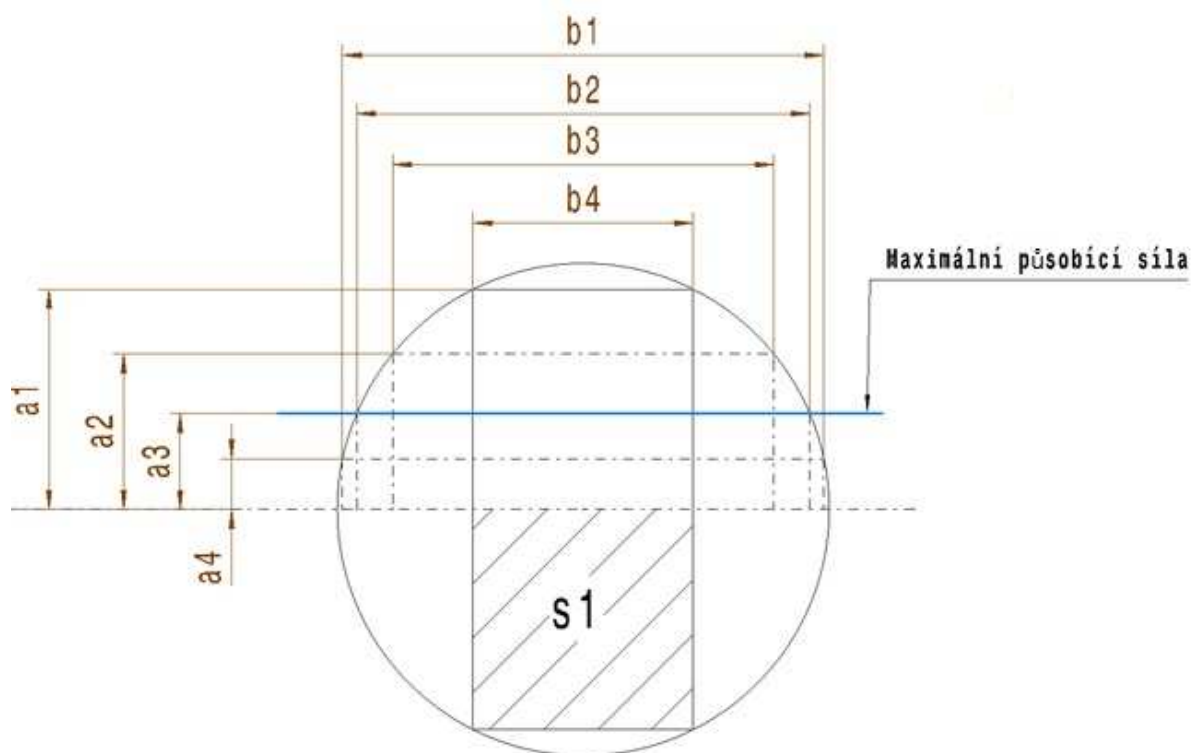
Výpočet potřebné síly na měkké dřevo (smrk, jedle, lípa):

$$F_{SM} = \tau_s \cdot S_M \cdot k = 4 \cdot 31809 \cdot 1,3 = 165407N \quad (10.2.3)$$

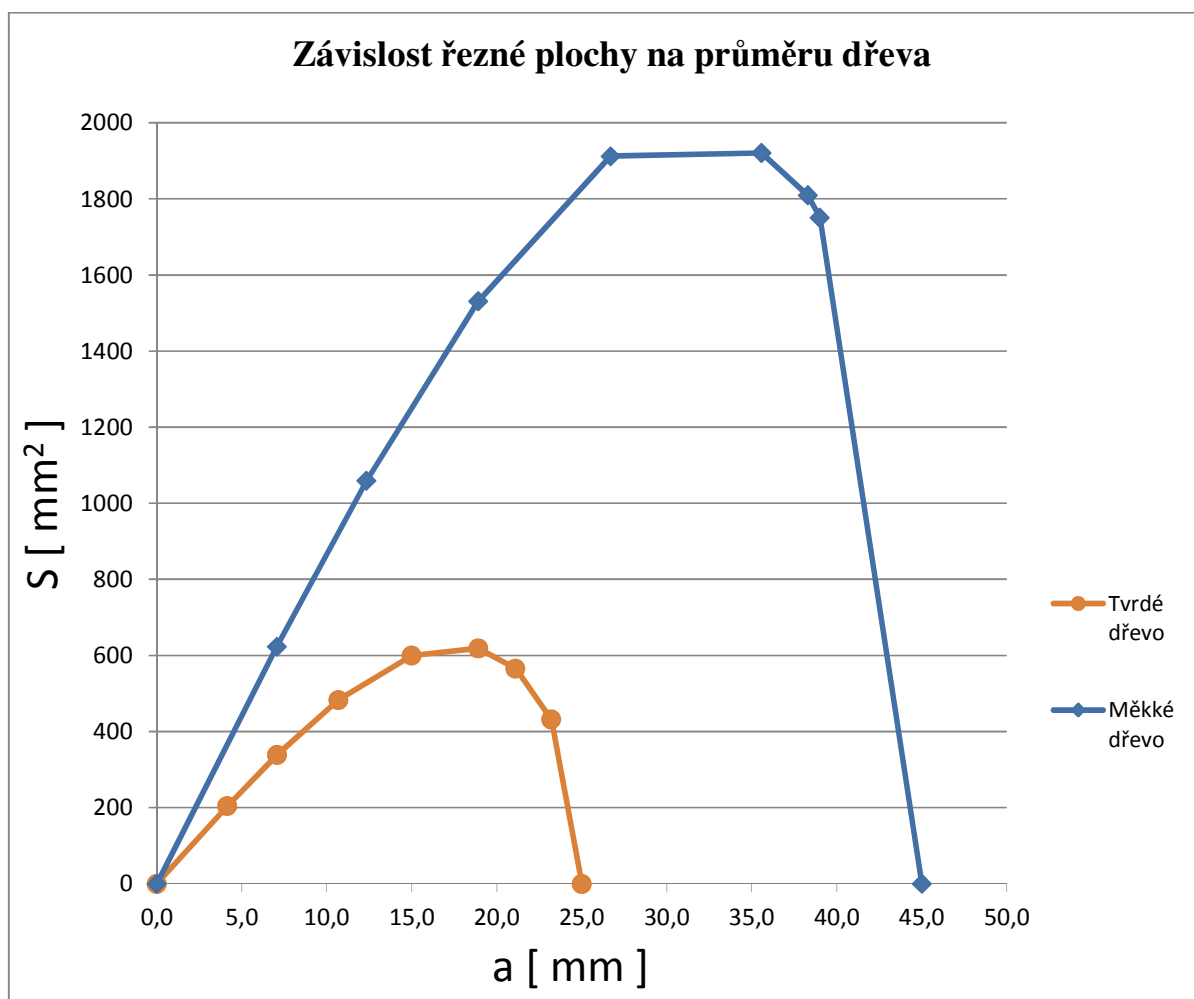
Výpočet potřebné síly na tvrdé dřevo (habr, akát, tis):

$$F_{ST} = \tau_s \cdot S_T \cdot k = 16 \cdot 9818 \cdot 1,3 = 2042144N \quad (10.2.4)$$

Počítám s nejhorším případem stříhu, když je například tupý nástroj. Z tohoto důvodu vyšla síla takto vysoká. Ve skutečnosti předpokládám sílu nižší pro ostrý nástroj se správným úhlem stříhu.



Obr. č. 14: Plocha řezu - schéma, kde hodnota b1,b2...atd. naznačuje délku řezu nože a hodnota a1,a2...atd. naznačuje výšku v průměru řezu, s,s1 atd. ... znázorňuje řeznou plochu. Modrá čára znázorňuje maximální působící sílu na nůž.



Graf. č. 1: Závislost řezné plochy na průměru dřeva [21]

Graf č. 1 znázorňuje závislost řezné plochy na průměru dřeva. Oranžová křivka znázorňuje průběh sekání tvrdého dřeva a také znázorňuje sílu při vnikání nože do dřeva. Modrá křivka znázorňuje průběh sekání měkkého dřeva. Jak je vidět z grafu č. 1, v nejvyšším bodě je potřeba největší řezné síly.

Potřebná energie na useknutí materiálu na 1 otáčku:

$$E_s = F_s \cdot l = 20421,44 \cdot 0,05 \doteq 1021,1J \quad (10.2.5)$$

Výkon stroje určíme ze zadaných otáček, času, za který se otočí jeden nůž a potřebné energie na useknutí dřeva.

Výpočet minimálního výkonu ze zadaných otáček:

$$n'_{rotoru} = \frac{540}{60} = 9 \text{ ot} / \text{s} \quad (10.2.6)$$

$$n'_{rotoru \backslash \text{hříděl}} = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ ot} / \text{s} \quad (10.2.7)$$

$$n'_{rotoru \backslash \text{řetězové}} = 4,5 \cdot 4 = 18 \text{ ot} / \text{s} \quad (10.2.8)$$

$$s = \frac{1}{18} = 0,056 \text{ s} \quad (10.2.9)$$

$$P_{\min} = \frac{E_s}{t} = \frac{E_s}{t} = \frac{1021,1}{0,056} = 18234 \text{ W} = 18,234 \text{ kW} \quad (10.2.10)$$

Výpočet maximálního výkonu ze zadaných otáček:

$$n'_{rotoru} = \frac{1000}{60} = 16,667 \text{ ot} / \text{s} \quad (10.2.11)$$

$$n'_{rotoru \backslash \text{hříděl}} = \frac{16,667}{2} = 8,334 [\text{ot} / \text{s}] \quad (10.2.12)$$

$$n'_{rotoru \backslash \text{řetězové}} = 8,334 \cdot 4 = 33,3 \text{ ot} / \text{s} \quad (10.2.13)$$

$$s = \frac{1}{33,3} = 0,03 \text{ s} \quad (10.2.14)$$

$$P_{\max} = \frac{E_s}{t} = \frac{E_s}{t} = \frac{1021,1}{0,03} = 34037 \text{ W} = 34,037 \text{ kW} \quad (10.2.15)$$

Zápis rovnice znázorňuje výpočet otáček rotoru za sekundu a následně násobek počtu nožů.

Špalíkováč, který bude zavěšen za traktor, bude mít minimální výkon $P = 18\,234 \text{ W}$ a maximální výkon $P = 34\,037 \text{ W}$.

10.3 Návrh a výpočet ozubených kol v programu Inventor

Provedu kontrolní výpočet pevnosti ozubených kol za pomoci normy ISO 1328: 1997. Ozubená kola jsou zatěžována maximálním krouticím momentem traktoru přes kardanovou hřídel s volnoběžkou a s maximálními otáčkami $n = 1000 \text{ ot/min}$ [22]. Při pevnostním výpočtu zanedbávám ztráty. Pro výpočet používám program Inventor 2012 [17].

Materiál hnacího kola je CSN 16220. Materiál hnaného kola volím shodně s kolem hnacím, tedy CSN 16220, jehož parametry jsou uvedeny ve výpočtech.

Spustíme Generátor komponent – čelní ozubená kola převodu. V záložce Návrh nejdříve zvolím vlastní scénář, který vyhovuje mým požadavkům. Volba ovlivňuje možnost zadávání vstupních hodnot. Aktivní tedy zůstávají jen okénka s požadovanými daty. Úhel sklonu pro šikmá ozubení, metodu korekce a její velikost volím sám. V mém případě jsem si zvolil převodový poměr, šířku ozubení, úhel profilu, vzdálenost os, požadovaný převodový poměr a úhel sklonu.

V částech dialogového panelu označených jako Kolo 1 a 2 nejdříve vyberu, zda model kola do sestavy vložím jako samostatný komponent, či prvek. Pokud některé z kol vytvořit nechci, zaškrtnu volbu Žádný model, v opačném případě zadám komponent nebo prvek. Prvek použiji tehdy, když pastorek je součástí hřídele. Průměr válcové části pro pastorek musí mít minimálně rozměr hlavové kružnice ozubení. V dialogovém panelu na obrázku č. 15 a č. 18 vpravo vidíme výsledné hodnoty převodu.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Společné
 Scénář návrhu: Modul
 Úhel profilu: 20,0000 deg Úhel sklonu: 0 deg
 Požadovaný převodový poměr: 2,8000 ul ☐ Vnitřní
 Scénář jednotkového posunutí: V převodovém poměru
 Modul: 3,500 mm Vzdálenost os: 140,000 mm
 Celková jednotková korekce: 2,3402 ul **Náhled...**

Kolo 1
 Komponenta:
 Počet zubů: 20 ul
 Šířka ozubení: 30 mm
 Jednotkové posunutí: 0,6158 ul

Kolo 2
 Komponenta:
 Počet zubů: 56 ul
 Šířka ozubení: 30 mm
 Jednotkové posunutí: 1,7243 ul

19:34:11 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů
 19:34:11 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

Kolo 1	
i	2,8000 ul
ε	1,2806 ul
d _a	79,630 mm
d	70,000 mm
d _f	65,211 mm
x _z	0,5736 ul
x _p	-0,0343 ul
x _d	-0,2235 ul
s _a	0,7353 ul
b _r	0,4286 ul
Kolo 2	
d _a	213,389 mm
d	196,000 mm

Typ vstupu
☒ Převodový poměr
☐ Počet zubů

Zadání velikosti
☒ Modul
☐ Převrácený modul

Dosažení vzdálenosti os
☒ Korekce kol
☐ Úhel sklonu

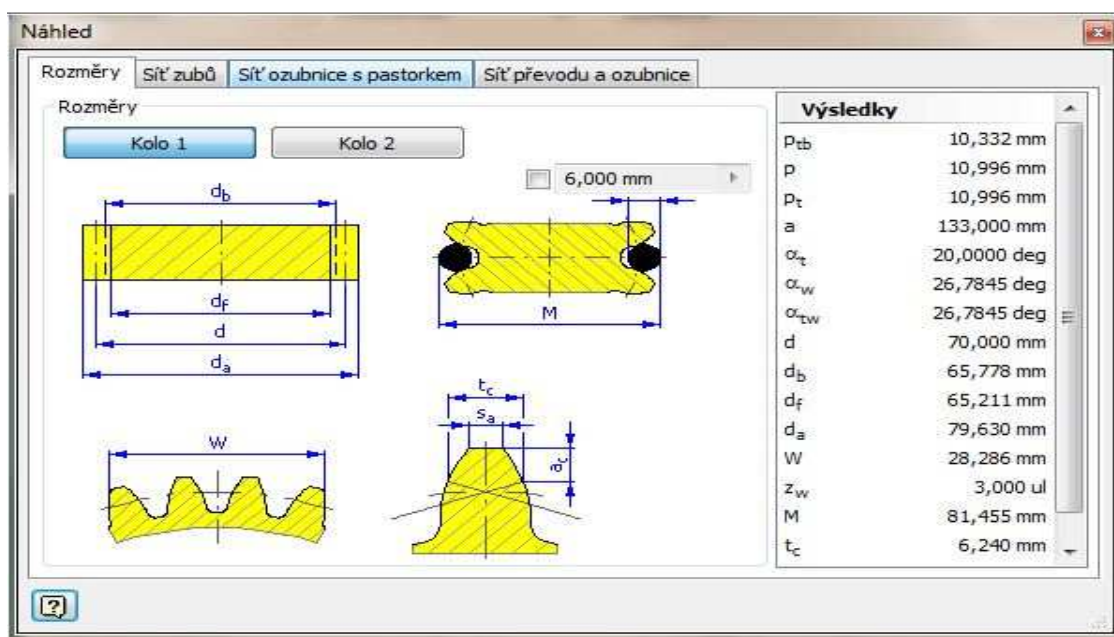
Jednotkové rozměry zubů

	Kolo 1	Kolo 2
Výška hlavy zubu a*	1,1 ul	1,1000 ul
Hlavová vřle c*	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení paty r _f *	0,2500 ul	0,2500 ul

Vypočítat **OK** **Storno**

Obr. č. 15: Návrh ozubeného poháněcího kola [17]

Na obrázku č. 15 zadávám scénář návrhu, což znamená, jestli zvolím výpočet modulu, počet zubů či vzdálenost os. Já jsem si zvolil modul. Dále jsem zadával převodový poměr vzdálenosti os, počet zubů, výšku hlavy zubů a šířku ozubení. Pro kolo 2 jsem zvolil žádný model, protože bude spočítán v dalším výpočtu. Následně jsem volil scénář jednotkového poměru a zvolil jsem si v převodovém poměru. Zbylé hodnoty byly vnastavení programu nebo spočítány.



Obr. č. 16: Geometrické rozměry hnacíhokola [17]

Obrázek č. 16 ukazuje panel Náhled, který uvádí rozměrovou část (obr. č. 16 a č. 19). Rozměrová část uvádí podstatné rozměry kol i s názornými náčrty. Hodnoty, které jsem zadával, jsou označeny v rámečku. Zbylé hodnoty jsou nastaveny programem nebo spočítány. Do tabulky jsem zadával, jak je zvýrazněno červeným rámečkem, scénář návrhu, modul, vzdálenost os, počet zubů, úhel profilu a šířku ozubení. Zbylé hodnoty jsou navrženy a spočítány programem.

Generátor komponent – čelní ozubená kola

Návrh **Výpočet**

Metoda pevnostního výpočtu
ISO 6336:1996

Zatížení

	Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P 34 kW	33,320 kW
Otáčky	n 1000,00 rpm	357,14 rpm
Svěrný moment	T 324,676 N m	890,911 N m
Účinnost	η 0,980 ul	

Materiálové hodnoty

Kolo 1 ☒ CSN 16220

Kolo 2 ☒ CSN 16220

	Kolo 1	Kolo 2
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim} 700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim} 1270,0 MPa	1270,0 MPa
Modul pružnosti	E 206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ 0,300 ul	0,300 ul
Tepelné zpracování	4 ul	4 ul

Požadovaná životnost
L_h 20000 hr

Součinitelé Přesnost

19:02:32 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů
19:02:32 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

F_t 8812,637 N
F_r 4448,585 N
F_a 0,000 N
F_n 9871,802 N
v 3,665 mps
n_{Et} 15938,317 rpm

Kolo 1

S_H 1,389 ul
S_F 2,381 ul
S_{Hst} 2,124 ul
S_{Fst} 4,622 ul

Kolo 2

S_H 1,722 ul
S_F 3,015 ul
S_{Hst} 2,375 ul
S_{Fst} 6,004 ul

Vypočítat OK Storno <<

Typ výpočtu zatížení
☒ Výkon, otáčky --> moment
☐ Moment, otáčky --> výkon
☐ Výkon, moment --> otáčky

Typ výpočtu pevnosti
Kontrolní výpočet

Mezní hodnoty
Dotyk Ohyb
Minimální součinitel bezpečnosti 1,200 ul 1,300 ul

Obr. č. 17: Vstupní parametry poháněcího ozubeného kola [17]

V horní části karty Výpočet (obr. č. 17 a č. 20) nejdříve volíme metodu pevnostního výpočtu (ISO 6336: 1996). Potom podle vybraného typu výpočtu zatížení zadáme jeho vstupní hodnoty, jako v mém případě, které jsou zvýrazněny v červeném rámečku, otáčky, výkon, požadovaná životnost a materiál ozubených kol. Dalším krokem je volba materiálu. Já si zvolil materiál všech kol CSN 16220. Vypočtené výsledky jsou v pravé části. Počítá se

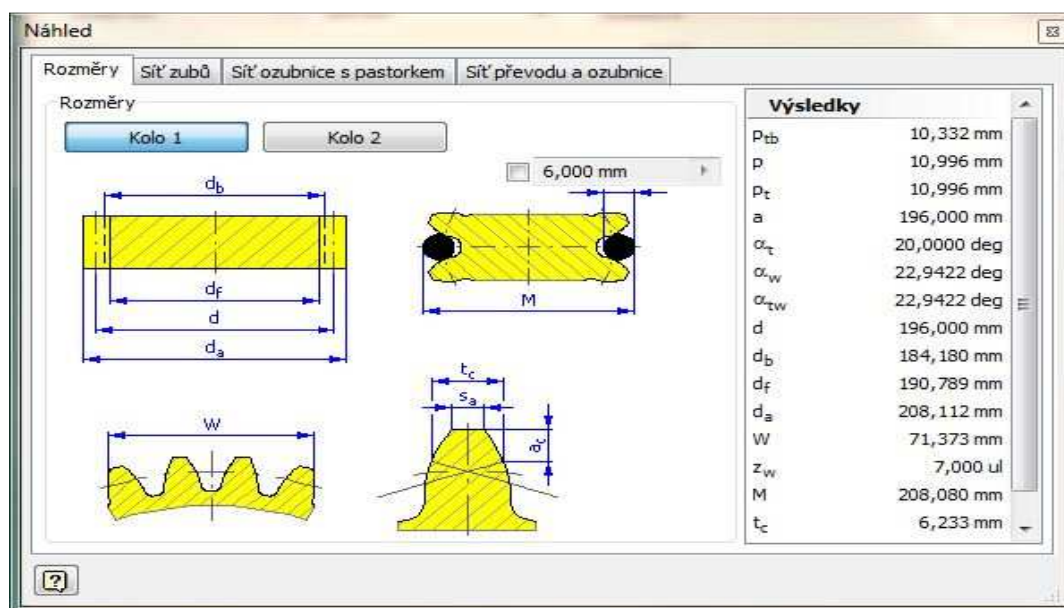
i s požadovanou životností. Jak můžeme vidět na obrázku, výpočet proběhl úspěšně. Zbylé hodnoty si program volí sám. Tyto hodnoty i s názvem hodnot jsou uvedeny v příloze A.

Součinitele znázorňují hodnoty používané při výpočtech, včetně použitých hodnot. Můžeme je i přepsat vlastními hodnotami, ale v mém případě hodnoty jsem zvolil program Inventor dle svého nastavení. Zbylé hodnoty jsou uvedeny v příloze B.

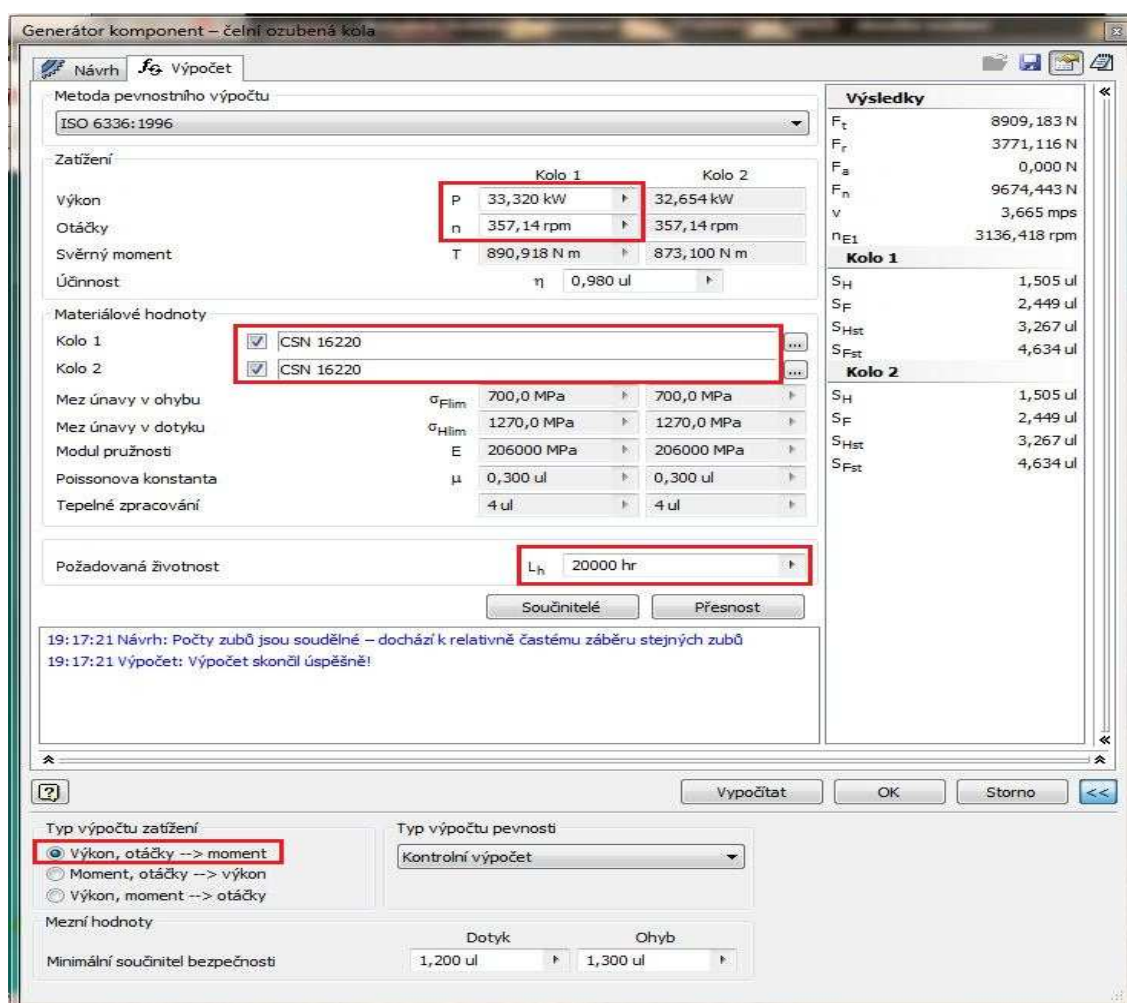
Dále jsem počítal i s nejmenšími otáčkami, což ze zadání je 540 ot/min. Po převodu vycházejí otáčky kolem 357 ot/min.

Návrh a výpočet poháněných ozubených kol:

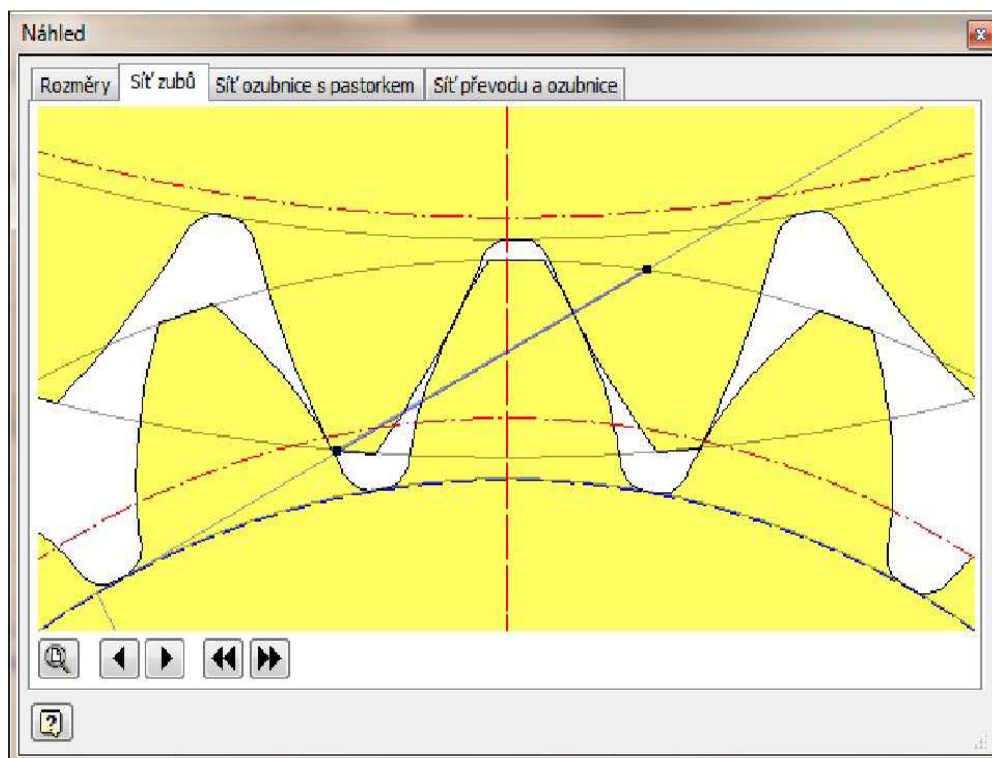
Obr. č. 18:Návrh ozubených poháněných kol [17]



Obr. č. 19: Geometrické rozměry hnacího a hnaného kola [17]



Obr. č. 20: Vstupní parametry poháněného ozubeného kola [17]



Obr. č. 21: Profily zubů v základní poloze [17]

Kontrolu sledování vzájemného záběru a tvaru profilu provádím v programu Inventor [17]. Při kontrole určuji způsob zajištění boční vůle zubů a zeslabení kola. Na obrázku č. 21 jsou znázorněny profily zubů hnacího kola a poháněného kola v základní poloze.

10.4 Návrh nožových hřídelů

Hřídele jsou namáhány na krut a ohyb. Dle strojních tabulek [12] volím materiál 11 600

$$\sigma_{DO} = 105 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DK} = 70 \text{ MPa}$$

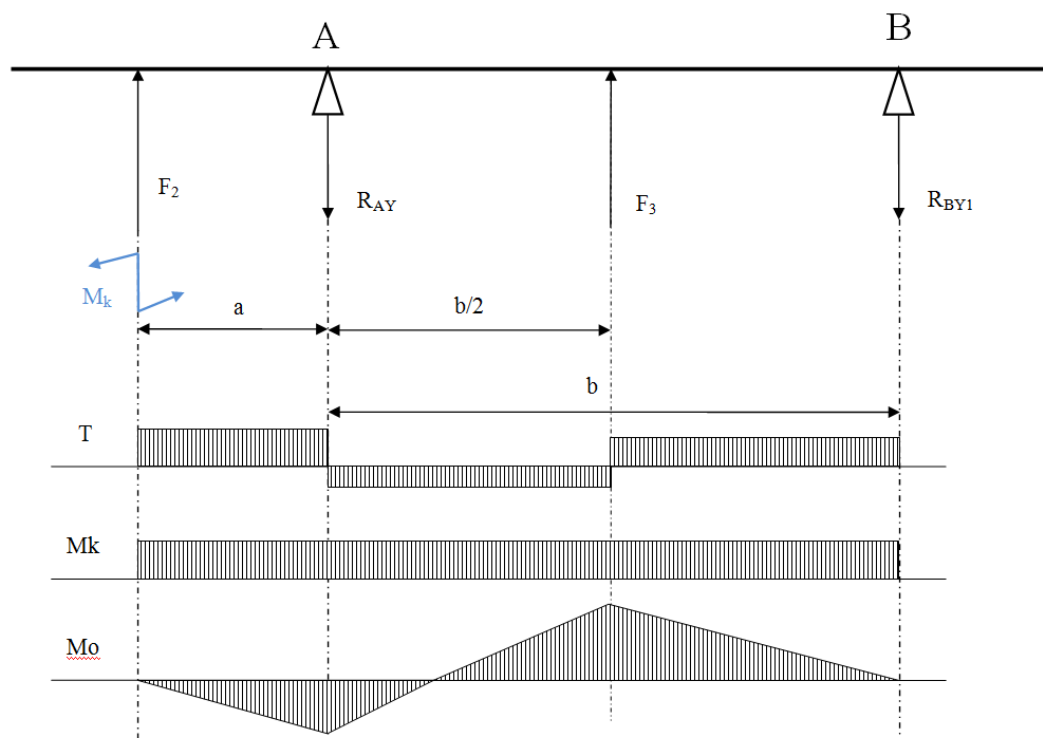
$$\tau_{SDOV} = 100 \text{ MPa}$$

$$p_{DS} = 120 \text{ MPa}$$

Hlavní hřídel rotoru přenáší výkon. Hřídel je uložen rotačně pomocí dvou ložisek. Na každý hřídel připadnou dvě ložiska. Ty jsou nalisovány do plotny. Plotny jsou připevněny proti sobě pomocí svorníku. Ložiska jsou zakryta krytkami, které jsou připevněny šrouby.

Hřídel přenáší krouticí moment, jak je uvedeno u výpočtu ozubeného kola v programu Inventor 2012.

10.4.1 Výpočet nožové hřídele hnané



Obr. č. 22: Reakce hnané hřídele [21]

$$a = 66,5 \text{ mm} \quad b = 216 \text{ mm} \quad b/2 = 108 \text{ mm}$$

Silová rovnováha na hřídeli:

$$M_k = 891 \text{ Nm}$$

$$F_{N2} = F_2 = 3\,772 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_2 - R_{AY2} - R_{BY2} = 0$$

$$R_{AY2} = F_2 + F_3 - R_{BY2} = 3\,772 + 20\,422 - 9\,050 = 15\,144 \text{ N} \quad (10.4.1)$$

Momentová rovnováha na hřídeli:

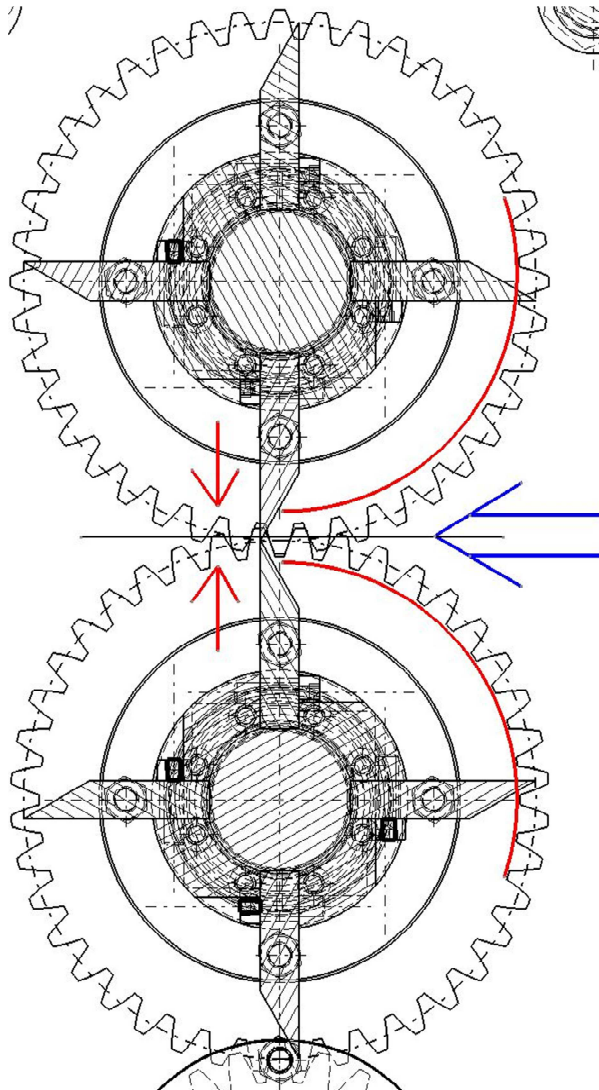
$$\sum M_A = 0$$

$$R_{BY2} \cdot b + F_2 \cdot a - F_3 \cdot \frac{b}{2} = 0$$

$$R_{BY2} = \frac{F_3 \cdot \frac{b}{2} - F_2 \cdot a}{b} = \frac{20\,422 \cdot \frac{216}{2} - 3\,772 \cdot 66,5}{216} \doteq 9\,050 \text{ N} \quad (10.4.2)$$

Vypočítáme maximální ohybový moment, který se nachází podle obrázku ve vzdálenosti **a** od podpěry **A**.

Střížnou sílu počítám jako rovnoběžnou s rovinami záběrových sil ozubených soukolí. Ve skutečnosti se vektor záběru kol mění, proto jsem musel udělat zjednodušený výpočet, jak je vidět na obrázku č. 23.



Obr. č. 23: Pohyb záběrových a střížných sil

Na obrázku je znázorněn pohyb dřeva a soukolí s noži. Modrá šipka znázorňuje záběrovou sílu, červená šipka znázorňuje střížnou sílu.

$$M_{Omax} = R_{BY2} \cdot a = 9\,050 \cdot 66,5 \doteq 601\,825\,Nmm \quad (10.4.3)$$

M_{Omax} – maximální ohybový moment

Pro kombinované střídavé zatížení předpokládám *Bachův opravný součinitel* $\alpha_B = 1$.

$$M_{Ored} = \sqrt{M_{Omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{601\,825^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 891\,000)^2}$$

$$M_{Ored} \doteq 978\,573\,Nmm \quad (10.4.4)$$

M_{Ored} – redukovaný ohybový moment

α_B – Bachův opravný součinitel

Dále dosadíme redukovaný ohybový moment do rovnice pro výpočet napětí, vypočítáme a zaokrouhlíme na typizovaný průměr v kritickém místě.

$$\sigma_{Ored} = \frac{M_{Ored}}{W_O} \leq \sigma_{DO} = 85 \dots 115\,MPa \quad (10.4.5)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Ored}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 978\,573}{\pi \cdot 105}} = 45,6\,mm \quad (10.4.6)$$

Dle strojních tabulek volím průměr hnané hřídele $d = 55\,mm$

10.4.2 Návrh ložisek hnané hřídele

Zvolil jsem válečkové ložisko SKF Explorer NUP 2212 ECML (viz. příloha C).

Dynamická únosnost $C = 232\,kN$, statická únosnost $C_0 = 232\,kN$

Dle strojních tabulek [12] volím $X=1, Y=0$.

$$F_v = R_{AY2} \cdot X + R_{BY2} \cdot Y \quad R_{BY2} \cdot Y = 0 \quad (10.4.7)$$

$$F_v = R_{AY2} \cdot 1 = 15\,144\,N \quad (10.4.8)$$

Volím ložisko dle:

- průměru hřídele $d_2=60$ mm
- potřebné životnosti v hodinách $L_H = 15\,000$ h

Výpočet únosnosti ložiska:

$$L_n = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{156}{15\,144}\right)^3 = 1\,093 \text{ mil. ot.} \quad (10.4.9)$$

$$L_H = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{\pi}{60}} = \frac{1\,093 \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{1000}{60}} = 18\,216 \text{ h} \quad (10.4.10)$$

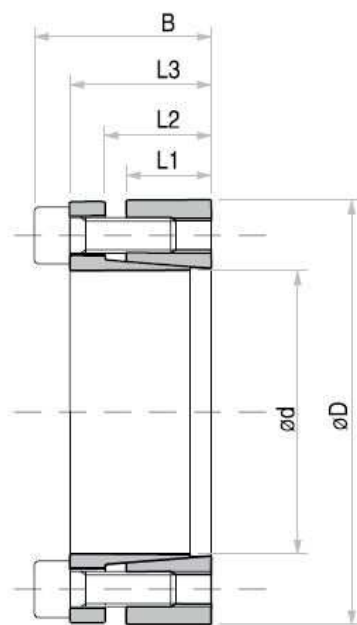
$$18\,216 \text{ h} > 15\,000 \text{ h}$$

10.4.3 Návrh svěrného pouzdra pod ozubenými koly hnané hřídele

Svěrná pouzdra umožňují vytvořit uložení s přesahem po celém obvodu s rovnoměrným rozložením tlaku. Jejich konstrukce nabízí skutečně nulovou vůli a nevykazuje běžné problémy drážkováním. Svěrné pouzdro usnadňuje montáž takových dílů na běžné hřídele. Použití těchto pouzder zjednodušuje montáž, radiální a axiální nastavení a demontáž. Princip funkce svěrného pouzdra vychází z koncepce dvou šikmých ploch, které se po sobě posouvají v opačných směrech.[19]

										TLK132				
Rozměry						Jen TLK 133	Upínací šrouby			Krou- tící mo- ment	Axi- ální síla	Měrné tlaky na		Hmot- nost
							Počet DIN 912 12,9	Utahovací moment				Hřídel	Náboj	
dxD mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	B mm	D1 mm	N°x typ	Ms	Nm	Mt Nm	Fa KN	pw N/mm²	pn N/mm²	Kg	
55 x 85	20	25	33	41	92	8 x M8	35	41	3160	115	278	180	0,8	

Tab. č. 5: Hodnoty svěrného pouzdra pod ozubeným kolem a hnanou hřídelí [19]



Obr. č. 24: Svěrné pouzdro [19]

Pro montáž ozubeného kola na hřídel jsem zvolil samostředící svěrné upínací pouzdro TLK 132 od firmy T.E.A. Technik s.r.o. dle [19]. Rozměry svěrného pouzdra jsou zřejmé z tabulky č. 5a spojení ozubeného kola s hřídelem přes toto pouzdro je zobrazeno ve výkresu WEI069-02. Celý katalog je v příloze E.

10.4.4 Sekací nůž

Ve velké míře ovlivňuje kvalitu sekání nastavení hřídele. Také tuto kvalitu ovlivňuje stav nožů, vzdálenost nožů od protinože a rychlost sekání. Nůž se v průběhu sekání otupuje a to vede ke zvýšení spotřeby energie, snížení efektivity sekání, zhoršení kvality produktů. Doporučovaným materiálem na výrobu nožů jsou tvrdé neplátované materiály. Z hlediska zmenšení tření nože se doporučuje použít dvakrát zalomený úhel hřbetu.

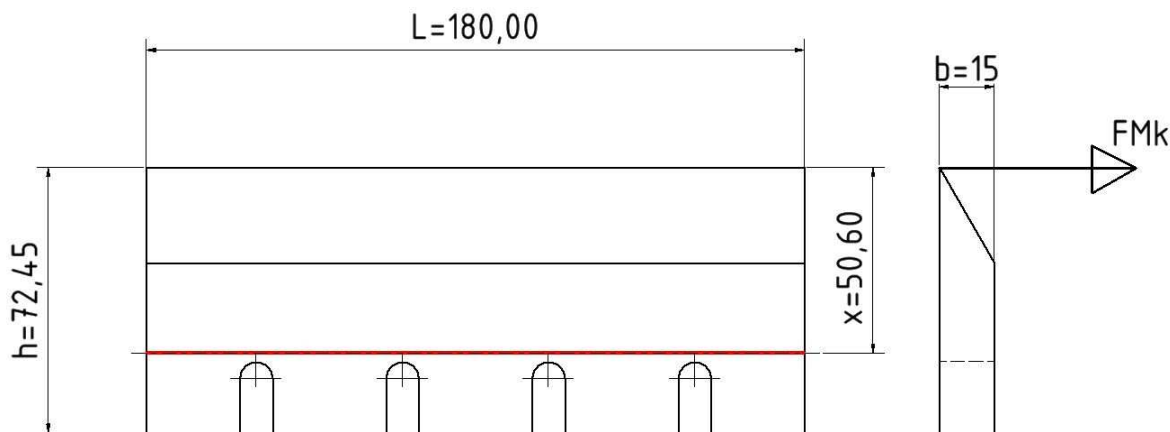
Vzdálenost nožů na hřídeli představuje délku špalíku. Při velké vzdálenosti cca 4 mm nedojde k ideálnímu oddělení špalíku a materiál je přetahován mezi nožem a protinožem. Vznikají nadrozměrné anekvalitní špalíky. Nastavení nože a protinože je velmi důležité. Špalíkovací část tvoří dva čtyřnožové hřídele s ozubenými koly. Při otáčení se ostří k sobě rovnoběžně přiblíží na vzdálenost 0,1 mm v přímém úhlu 180°.

Nože jsou vsunuty do drážky hřídele a následně upnuty šrouby M8 do hřídele. Spočítal jsem odstředivé zrychlení nože a svěrnou sílu šroubu a porovnal síly. Síla šroubu vyšla větší, tudíž nehrozí uvolnění také poranění obsluhy. Přes balíkovací mechanismus jsou ochranné plechy. Kontrola bude prováděna vizuálně, popřípadě se odmontují plechy, aby byl lepší přístup ke špalíkovacímu mechanismu.

Nože vyrobené ze slitinové nástrojové oceli je možno brousit, nebo měnit i jednotlivě. Nůž lze opakovaným broušením snížit max. o 4 mm, pak je nutná výměna za nůž nový. Snížení nože, k němuž dochází obroušením, vyrovnam podložením nože páskem ocelového plechu pod celou délkou nože, aby vzdálenost ostří nožů byla od sebe vzdálená 0,1 mm.

10.5 Kontrola nožů

Na jedné hřídeli jsou čtyři nože. Každý nůž bude na sekací hřídeli připevněn pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou vnitřním šestihranem M8 x 25 DIN 912– 8.8. Kontrola u nožů se provede na ohyb a na střih. Nože budou zušlechťeny na 52HRC.



Obr. č. 25: Nůž (barevná čára naznačuje vnější průměr hřídele) [21]

10.5.1 Kontrola nožů na ohyb

Nože jsou namáhány na ohyb silou F_{MK} . Materiál nožů je ocel 11 600. Tato ocel má mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$ [8] a mez pevnosti $R_m = 590 \text{ MPa}$ [12].

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_{MKmax} \cdot x}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{20\,422 \cdot 50,6}{\frac{15 \cdot 72,5^2}{6}} = 78,64 \text{ MPa} \quad (10.5.1)$$

$$k_{s\sigma} = \frac{R_e}{\sigma_O} = \frac{295}{78,64} = 3,75 \quad (10.5.2)$$

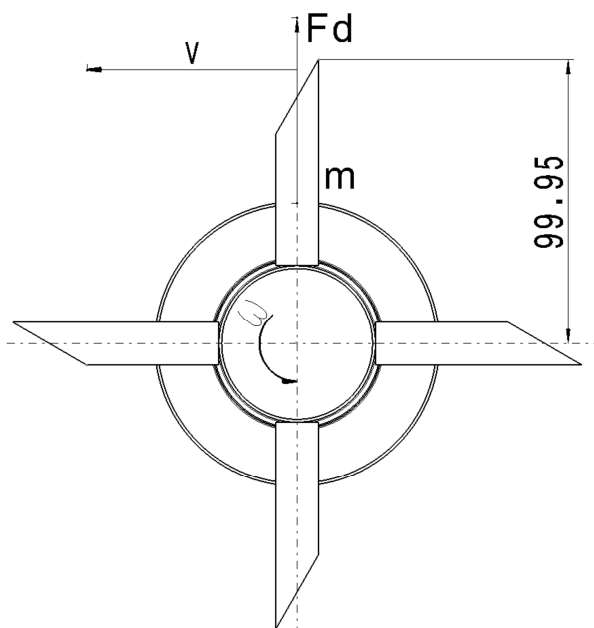
10.5.2 Kontrola nožů na stříh

Plocha, která bude namáhána na stříh, je plochou od místa vnějšího průměru hřídele po břit nože.

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F_{MKmax}}{b \cdot x} = \frac{20\,422}{15 \cdot 50,6} = 26,91 \text{ MPa} \quad (10.5.3)$$

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau} = \frac{0,577 \cdot 295}{26,91} = 6,33 \quad (10.5.4)$$

10.5.3 Kontrola nožů proti uvolnění



Obr. č. 26: Znázornění sil působící na nože

Odstředivá síla nože:

$$F_d = m \cdot \omega^2 \cdot r = 1,14 \cdot \left(358 \cdot \frac{\pi}{180}\right)^2 \cdot 99,95 = 4449 \text{ N} \quad (10.5.5)$$

$$F_{tn} = f_o \cdot F_d = 0,15 \cdot 4449 = 668 \text{ N} \quad (10.5.6)$$

Svěrná síla šroubu:

$$F_{d,cd} = 0,7 \cdot F_{ub} \cdot A_s = 0,7 \cdot 800 \cdot 41,82 = 23,42 \text{ kN} \quad (10.5.7)$$

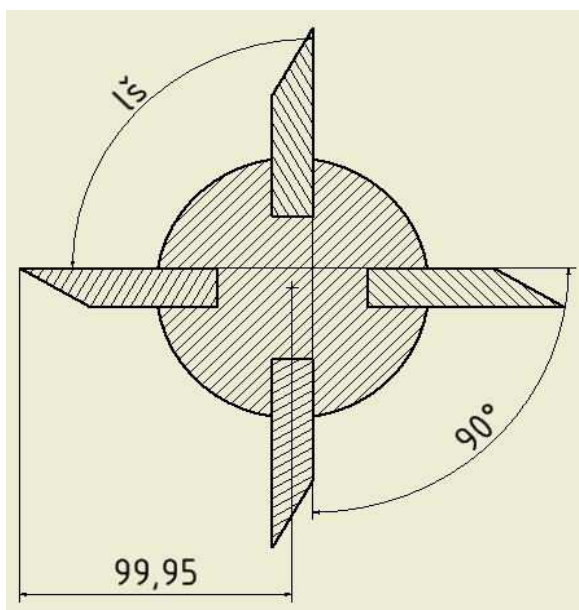
$$F_{pd} = f_o \cdot F_{d,cd} = 0,15 \cdot 23,42 = 2342 \text{ N} \quad (10.5.8)$$

$$4\,449 \text{ N} < 9\,360 \text{ N}$$

Nože jsou vsunuty do drážky hřídele a následně upnuty šrouby M8 do hřídele. Spočítal jsem odstředivé zrychlení nože a svěrnou sílu šroubu a poté srovnal síly. Svěrná síla šroubu vyšla větší než minimální hodnota odstředivé síly, tudíž nehrozí uvolnění.

10.5.4 Délka špalíku

Na jedné sekaci hřídeli budou celkem čtyři nože. Tyto nože budou rovnoměrně a pravidelně rozmístěny (viz obr. č. 27).



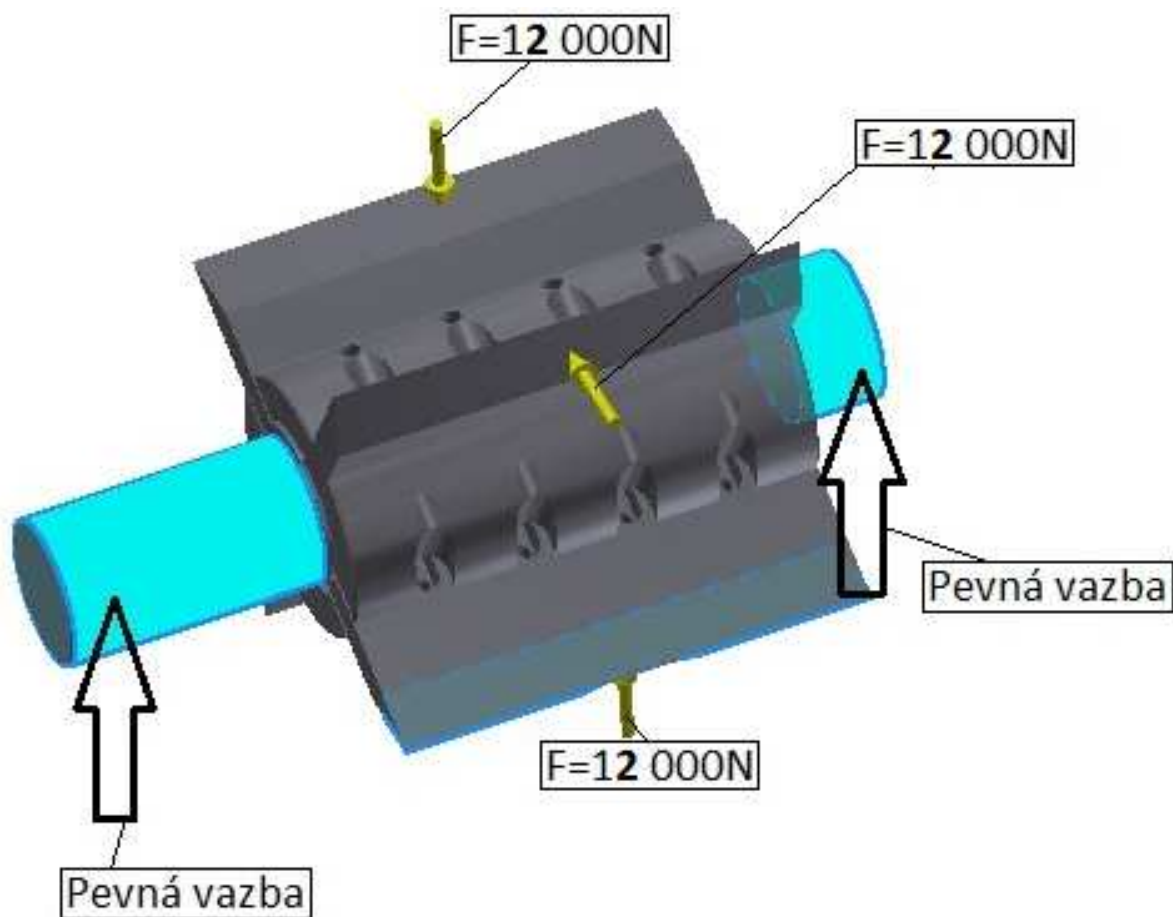
Obr. č. 27: Umístění nožů na hřídeli [21]

$$l_s = R \cdot \hat{\alpha} = 99,95 \cdot \frac{90^\circ \cdot \pi}{180} = 157 \text{ mm} \quad (10.5.5)$$

Maximální rozměr vzniklého špalíku bude 157 mm, což podle zadání splňuje podmínky.

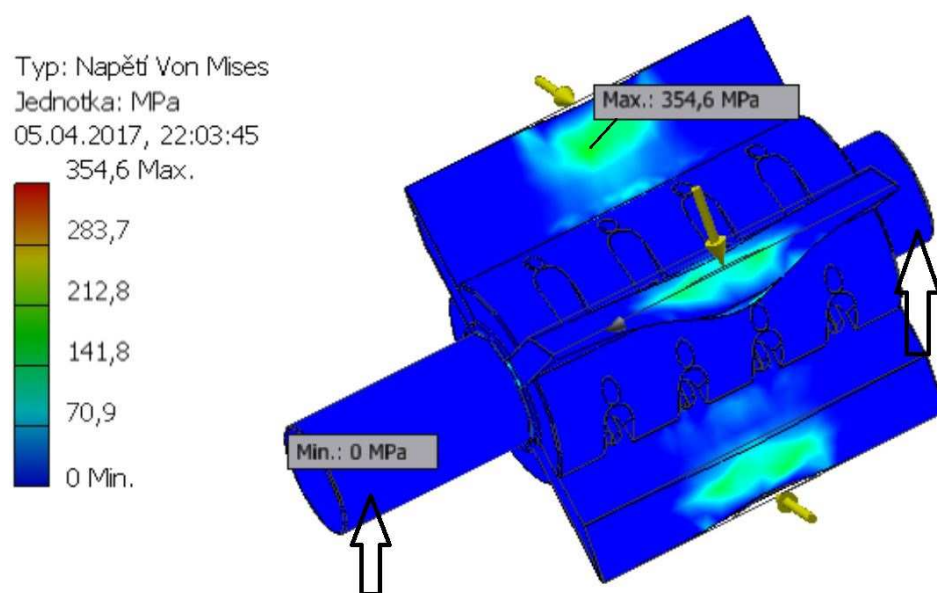
10.5.5 Kontrola materiálu pomocí MKP

Součást sekacího mechanismu byla zatížena řeznou silou odpovídající limitu vypočítaného v kapitole 10.2. Statické zatížení modelu tak simulovalo maximální zatížení během sekání. Při tomto výpočtu nebylo zohledněno cyklické namáhání. Kontakty mezi hřídelem a ložisky jsou zvoleny bez tření.



Obr. č. 28: Počáteční podmínky pro MKP

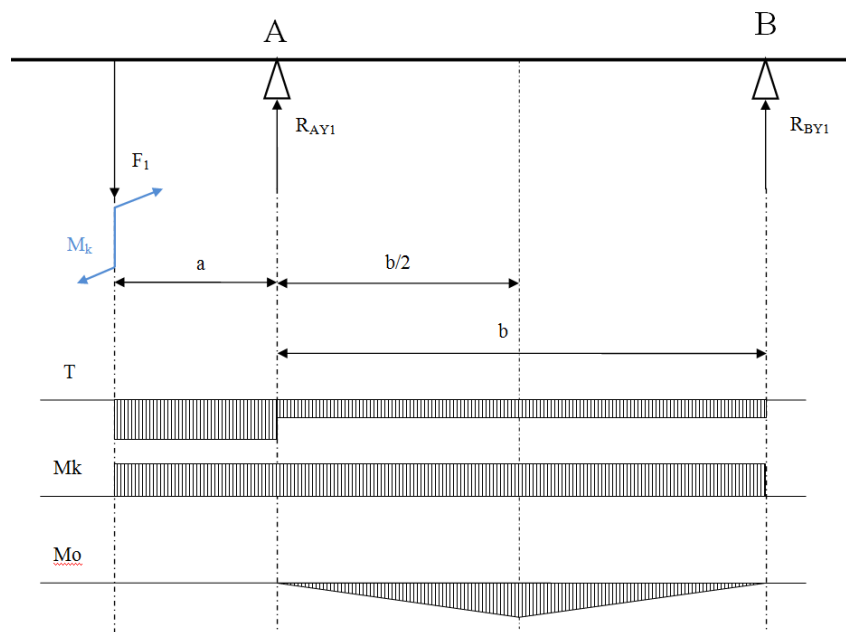
Na obr. č. 28 jsou znázorněny počáteční podmínky pro výpočet MKP. Jako podmínky jsem zvolil pevný a axiální směr na nejmenším průměru. Nejprve jsem si vymodeloval celé zařízení (obr. č. 13: Špalíkovač). Na obrázku č. 27 je znázorněn nůž, který je připevněn pomocí šroubů do drážky hřídele. Hřídel je uchycena v ložiskách na obou koncích a v tomhle případě místo ložisek jsem zvolil pevnou vazbu. Na nože byla přidána síla, která na ně působí silou 12 000 N.



Obr. č. 29:MKP hřídele s noži

Vidíme kontrolu napětí nožů hřídele a deformace pomocí programu Inventor MKP na obr. č. 29. Zdeje vidět působící síla, která znázorňuje napětí na noži. Síla, která byla použita, znázorňuje potřebnou sílu na přeseknutí dřeva. Také lze vidět nejvíce namáhané místa nože, a to na konci břitu, kde je zobrazeno maximální napětí 355 MPa a dovolené napětí je minimálně 540 MPa což splňuje.

10.6 Výpočet hřídele hnací



Obr. č. 30: Reakce hnací hřídele [21]

Z výkonu a otáček určíme krouticí moment, který jsem spočítal v programu Inventor 2012.

$$n = 1000 \text{ ot/min} = 16,667 \text{ ot/s}$$

$$M_k = 325 \text{ Nm}$$

Z krouticího momentu určíme zatěžující síly, které jsem spočítal v programu Inventor2012 při návrhu ozubeného převodu.

$$F_1 = F_{N1} = 4\,449 \text{ N}$$

Podle obrázku z rovnovážných rovnic určíme vazbové síly R_A a R_B

Součet sil v ose Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_1 - R_{AY1} - R_{BY1} = 0$$

$$R_{AY1} = F_1 - R_{BY1} = 4\,449 - 1\,370 \doteq 3\,079 \text{ N} \quad (10.6.1)$$

Součet momentů v bodě A:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_1 \cdot l + R_{BY1} \cdot b = 0$$

$$R_{BY1} = \frac{F_1 \cdot a}{b} = \frac{4\,449 \cdot 66,5}{216} \doteq 1\,370 \text{ N} \quad (10.6.2)$$

Vypočítáme maximální ohybový moment, který se nachází ve vzdálenosti **a** od podpěry **A**.

$$M_{Omax} = R_{BY1} \cdot a = 1\,370 \cdot 66,5 \doteq 91\,105 \text{ Nmm} \quad (10.6.3)$$

$$M_{Omax} = F_3 \cdot \frac{b}{2} - R_{ay} \cdot b + F_2 \cdot (a + b)$$

$$= F_3 \cdot \frac{216}{2} - 3\,079 \cdot 216 + F_2 \cdot (66,5 + 216) \doteq 100\,000 \text{ Nmm} \quad (10.6.4)$$

M_{Omax} – maximální ohybový moment

Pro kombinované střídavé zatížení předpokládáme *Bachův opravný součinitel* $\alpha_B = 1$ a po dosazení do rovnice získáme redukovaný ohybový moment

$$M_{Ored} = \sqrt{M_{Omax}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} =$$

$$\sqrt{91\,105^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 325\,000)^2} \doteq 295\,836 \text{ Nmm} \quad (10.6.5)$$

M_{Ored} – redukovaný ohybový moment

α_B – Bachův opravný součinitel

Dále dosadíme redukovaný ohybový moment do rovnice pro výpočet napětí, vypočítáme a zaokrouhlíme na typizovaný průměr v kritickém místě.

$$\sigma_{Ored} = \frac{M_{Ored}}{W_O} \leq \sigma_{DO} = 85 \dots 115 \text{ MPa} \quad (10.6.6)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Ored}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 295\,836}{\pi \cdot 105}} = 30,62 \text{ mm} \quad (10.6.7)$$

Z tabulek volím hnací hřídel $d = 45 \text{ mm}$. Volím vyšší průměr z důvodu bezpečnosti a evolventního drážkování pro napojení kardanové hřídele a tisícihranu pro napojení ozubeného kola.

10.6.1 Návrh a kontrola ložisek

Výpočet dynamického ekvivalentního zatížení je provedeno v místě A, kde působí větší radiální reakce než v místě B.

Návrh ložisek pod ozubené kolo hnací hřídele:

Zvolil jsem válečkové ložisko SKF Explorer NUP 2209 ECP (viz. příloha D).

Dle [12] volím $X=1, Y=0$.

$$\begin{aligned} F_v &= R_{AY1} \cdot X + R_{BY1} \cdot Y & R_{BY1} \cdot Y &= 0 \\ F_v &= R_{AY1} \cdot 1 = 1\,408 \text{ N} \end{aligned}$$

Volím ložisko dle:

- průměru hřídele $d_2=45 \text{ mm}$
- životnosti v hodinách $L_H = 25\,000 \text{ h}$

Výpočet únosnosti ložiska:

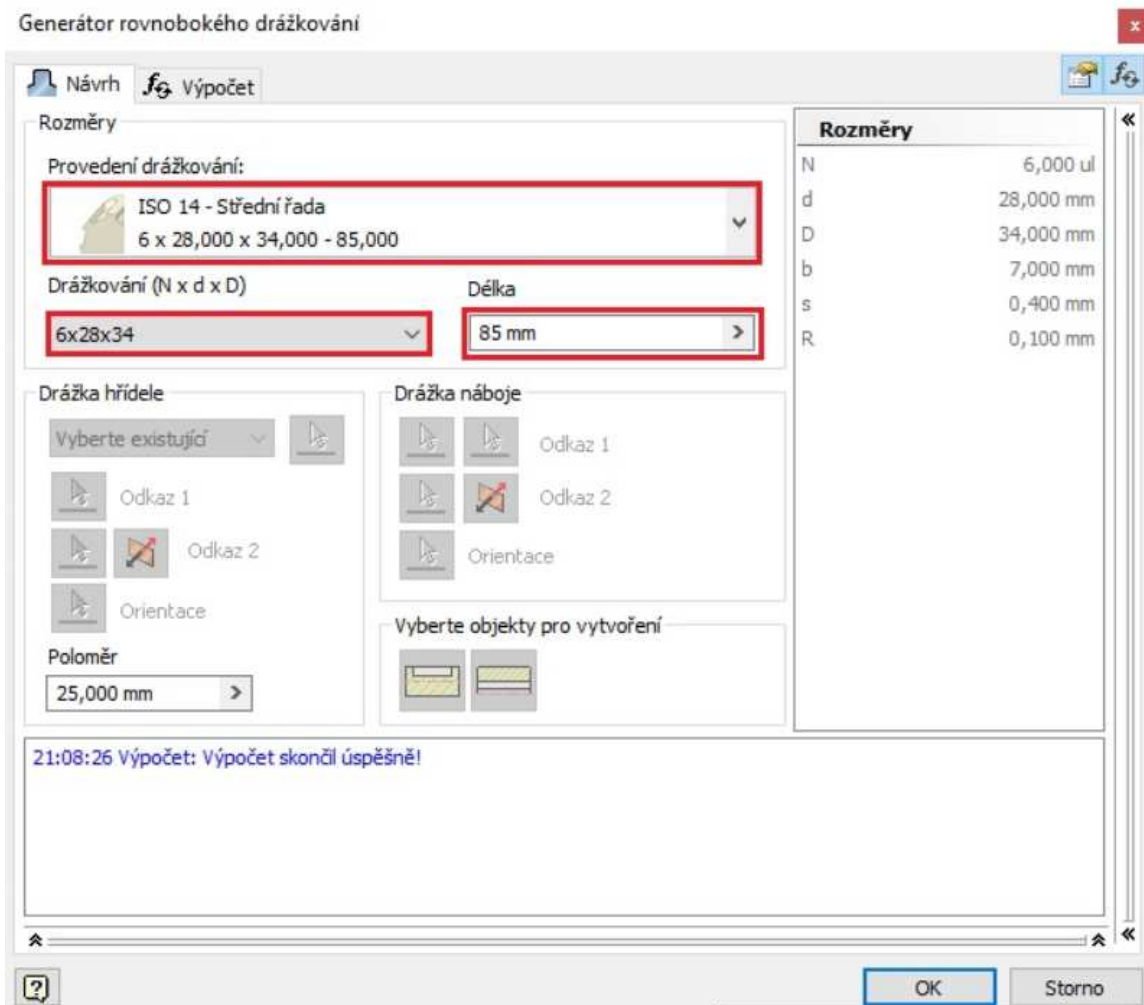
$$L_n = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^P = \left(\frac{55,2}{1,408} \right)^{1,408} = 204\,702 \text{ mil. ot.}$$

$$L_H = \frac{L_n \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{n}{60}} = \frac{204\,702 \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{1000}{60}} = 3411695 \text{ h}$$

$$3\,411\,695 \text{ h} > 25\,000 \text{ h}$$

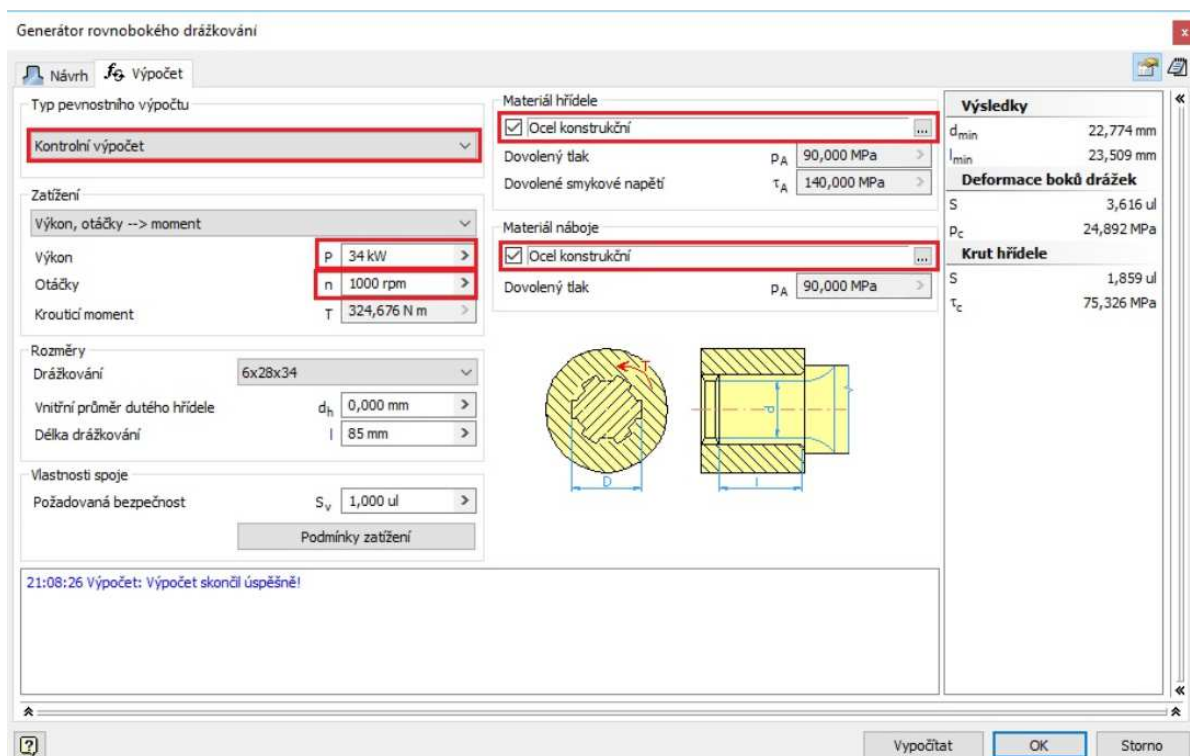
10.6.2 Výpočet evolventního spojení s kardanovou hřídelí pro poháněcí hřídel

Na jednom konci hřídele jsem navrhl v programu Inventor 2012 rovnoboké drážkování (šestihran viz obr. č. 31). Proto volím kardanovou hřídel s volnoběžkou 27320 od firmy Kardanka (viz. příloha H).



Obr. č. 31: Návrh evolventního ozubení v programu Inventor 2012 [17]

Hodnoty a provedení, které jsem zadával, jsou označeny v červeném poli. Jako vstupní hodnoty jsem zadal délku drážkování 70 mm, poloměr zakončení drážkování, provedené drážkování ISO 01 4249 a výběr vhodného drážkování. Zbylé hodnoty jsou nastaveny programem.



Obr. č. 32: Výpočet evolventního ozubení v programu Inventor 2012 [17]

Hodnoty, které jsem zadával, jsou označeny v červeném poli. Zadal jsem typ výpočtu, zatížení (výkon a otáčky), délku drážkování, požadovanou bezpečnost a materiál hřídele. Zbylé hodnoty jsou nastaveny automaticky programem. Ostatní vypočtené a navržené hodnoty jsou uvedeny v příloze F.

10.7 Orientační výkonnost zařízení

Pro orientační výpočet maximálního průměru zpracovávaného materiálu se vycházelo z teorie prostého stříhu mezi protijdoucími noži špalíkovacího mechanismu. Protože při oddělování materiálu nedochází k prostému stříhu, jde tak pouze o orientační výpočet. Jako návrh výpočtu je tedy vycházeno ze síly potřebné k přestřihnutí příčného průřezu materiálu (větvě). Bude-li tedy vytvořena dostatečná síla pro prostý stříh, bude také vytvořena dostatečná síla pro odebrání špalíku nožem špalíkovacím zařízením. Jako střížný průřez materiálu je uvažován kruhový průřez dřeva, který je potřeba k úplnému oddělení vloženého materiálu (větvě). Pro orientační výpočet průměru byla užita pevnost tvrdého dřeva ve smyku a je proveden pro osazenou pohonnou jednotku vlastního malotraktoru.

Výpočet obsahu jednoho špalíku:

$$O = S \cdot l \text{ [mm}^3\text{]} \quad (10.7.1)$$

Počet špalíků za jednu otáčku:

$$k_{\check{s}_o} = n_s \cdot k_{s_{\check{s}}} \text{ [ks]} \quad (10.7.2)$$

Počet špalíků za jednu sekundu:

$$k_{\check{s}_s} = t_s \cdot k_{s_{\check{s}}} \text{ [ks]} \quad (10.7.3)$$

Výkon za hodinu:

$$P_{\check{s}} = k_{\check{s}_s} \cdot t_{\square} \cdot k_p \text{ [WHod]} \quad (10.7.4)$$

Ve výpočtu je celkový výsledek vynásoben koeficientem, který jsem zvolil $k_p=0,7$. To značí dobu, než obsluhavloží větev do špalíkovacího mechanismu, odstraní plný pytel dřeva a následně nasadí další pytle.

Vyhodnocení průměrového rozsahu zpracovávaného materiálu:

Pro vyhodnocení průměrového rozsahu zpracovávaného materiálu je navržen špalíkovací mechanismus se čtyřmi noživ záběru pro průměr materiálu do 90 mm měkkého dřeva a 50 mm tvrdého dřeva. Hodnoty, které znázorňují minimální výkon za hodinu špalíkovače, jsou uvedeny v přehledné tabulce č. 6. Je možnost regulovat otáčky na vyšší. Tím stoupne i objem zpracovaného materiálu.

	Dřevo		jednotky
	Tvrdé	Měkké	
Objem O	308 112,5	998 284,5	mm ³
Počet špalíků za jednu otáčku	4	4	ks
Počet otáček za sekundu n	3	3	ot/s
Výkon za hodinu P _š	3,6	5,5	m ³ /hod.

Tab. č. 6: Teoretický přehled minimálního výkonu za hodinu [21]

11 Prvky stroje

Mezi prvky stroje patří krytování ozubených kol, podávací hubice, kardanová hřídel, násypka a pytlovací systém. Tyto prvky se nacházejí našpalíkovacím mechanismu.

11.1 Konstrukce rámu špalíkovače

Rám špalíkovače se skládá z celkem 21 částí, obdélníkový svařenec spodní, obdélníkový svařenec horní a meziprofil. To celé je svařeno z U profilů oceli ČSN 10162 (viz. příloha G). Na rámu špalíkovače jsou vyvrtány díry pro šrouby, kterými jsou přimontovány zámky špalíkovacího mechanismu. Pro manipulaci a přesouvání traktorem jsou na rámu přišroubovány držáky s čepy pro snadnější manipulaci (viz. obr. č. 33). Celý rám bude lakován antikorozi barvou. V přední části špalíkovače jsou vyvrtány díry pro našroubování špalíkovacího mechanismu. V zadní části jsou vyvrtány díry pro čepy. Ty slouží k uchycení šavlí traktoru pro snadnější manipulaci.



Obr. č. 33: Konstrukce rámu špalíkovače[21]

Třetí závěsný systém jsem zvolil na rám, a to z důvodu odlehčení špalíkovacího mechanismu. Provedl jsem kontrolu závěsného zařízení v MKP (viz. obr. č. 35). Na obrázku

jevidět maximální zatížení kritického místa. Jako okrajové podmínky jsem dal pevnou vazbu na zadní část udržovacího závěsu a zatěžující sílu, kterou jsem rozdělil stejnoměrně do děr pro čep. Fixační bod jsem umístil na konstrukci špalíkovače, protože jsem zjednodušil a tím odlehčil konstrukci nosného rámu.

Příprava konstrukce rámu:

1. Barva:

a) ochrana

- koroze: povrch rámu je nutné chránit před korozí, která způsobuje postupné rozrušování materiálu, což může mít časem za následek havárii ve formě upadnutí nebo porušení spojů, svarů; navrhuji proto ochranu pomocí povrchové úpravy, a to ve dvou vrstvách: základní a povrchový nátěr,
- zranění: provedení základního a povrchového nátěru musí být provedeno kvalitně; musí být kladen důraz na důkladné očištění povrchu od okují a prachu před nátěrem, aby bylo zamezeno zatření prachu nebo štetku do nátěru a také, aby bylo zamezeno „nepřilnutí“ nátěru díky nedokonalému očištění povrchu,
- mechanické poškození: základní i povrchový nátěr musí být proveden kvalitně tak, aby nedocházelo k odlupování nátěrů a aby bylo zabráněno mechanickému poškození materiálu v průběhu přepravy a pracovní činnosti se strojem; mechanickým poškozením jsou myšleny vrypy dřevem, rozrušení nátěru po úderu dřevem, oděr při manipulaci s částmi stroje.

b) výstraha

- barva musí být kontrastní vzhledem k okolí, aby dokázal obsluhující pracovník dokonale vizuálně odlišit všechny části stroje od okolního prostředí; navrhuji proto červenou barvu v kombinaci s výstražnou žlutou a černou.

2. Životnost:

- dílů: jednotlivé díly navrhuji s ohledem na max. délku životnosti; hlavní části stroje jsem navrhl vyrobit z profilů jeklu.

3. Profily

- stabilita: při návrhu profilů jsem vzal v úvahu max. stabilitu stroje při provozu, skladování při transportu na pracoviště, pro stabilizaci špalíkovače je ideální rám z U profilů.

4. Tvar

- uskladnění: při návrhu tvaru rámu jsem se snažil brát zřetel na snadné uskladnění stroje,
- vzhled: vzhled rámu se odvíjí od toho, že bereme zřetel na pytlovací systém; do pytlů pak bude lehce padat zpracovaný odpad (špalíky),
- funkčnost: rám je navržen tak, aby splňoval především svou hlavní funkci, a to nosný systém stroje; je také brán zřetel na následné připojování dalších částí stroje, jako pytlovací systém, oplechování; snadná montáž a demontáž,
- bezpečnost: z rámu nevyčnívají žádné zbytečné části, které by mohly zapříčinit zachycení oděvu obsluhy nebo zakopnutí; tvar je navržen tak, aby nebránil pracovnímu procesu obsluhy, nebo jí pracovní proces znesnadňoval a zapříčinil zvýšení rizika zranění.

5. Bezpečnost

- při práci: rám nezpůsobuje zvýšené nebezpečí při práci,
- při transportu na pracoviště: rám je navržen tak, aby byla přeprava stroje maximálně bezpečná,
- při manipulaci: rám je navržen tak, aby byla manipulace se strojem maximálně bezpečná.

6. Materiál

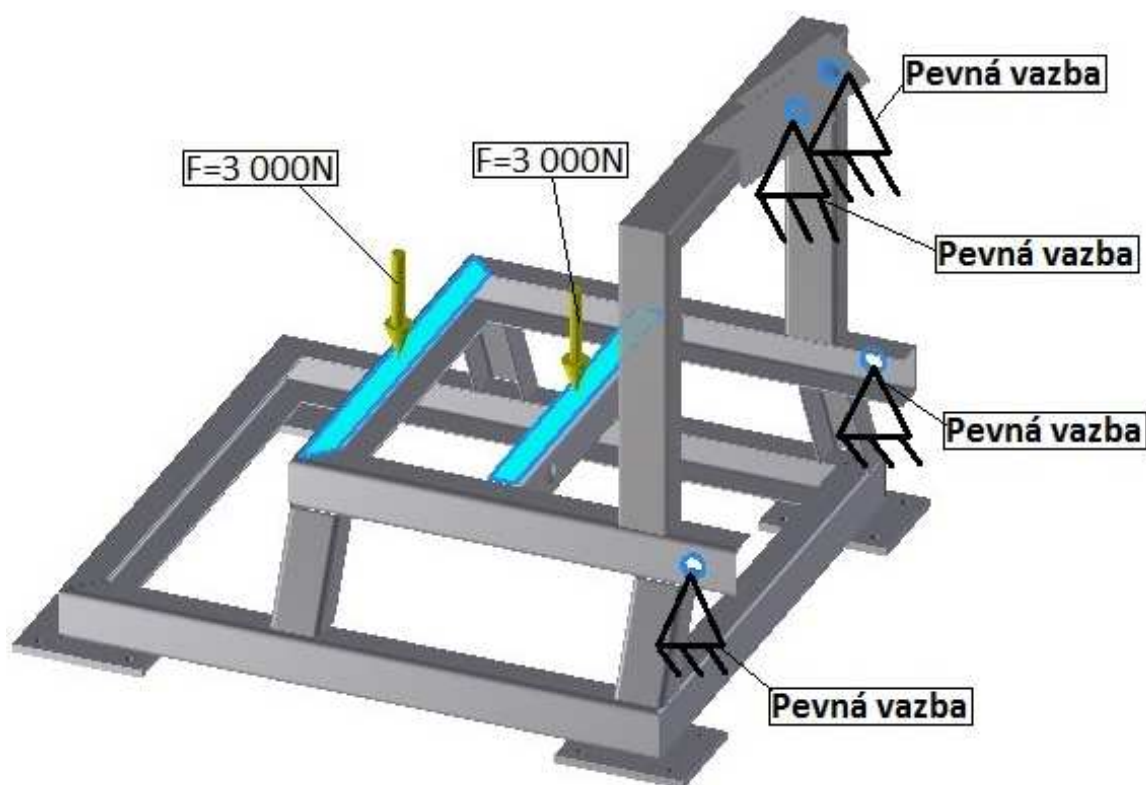
- cena: navrhuji cenově dostupný materiál profilů – ocel 10 162 (konstrukční ocel), tavná, svařitelná; jednoduché, mírně namáhané, kované, lisované, za studena ohýbané součásti; plechy na strojní konstrukce; profilové materiály; součásti do 300°C, mostní, jeřábové
a strojní konstrukce namáhané staticky a mírně dynamicky [12],
- způsob opracování: materiál 10 162 je pro spojování sváry a šrouby, které je při konstrukci rámu použito, vhodný,
- způsob údržby: materiál bude povrchově upraven nátěrem zabraňujícím korozi, mechanickému poškození, a proto bude údržba usnadněná,
- tepelná odolnost: materiál 10 162 je vhodný, jelikož je jeho použití do 300°C, kterých náramu nebude nikdy dosaženo,
- chemická stálost: materiál je z hlediska chemické stálosti pro účel rámu dostačující,
- hmotnost: materiál je z hlediska minimalizace hmotnostně vhodný,

- mechanická odolnost: materiál je z hlediska mechanické odolnosti pro účel rámu dostačující; mez pevnosti je 340 – 440 MPa, mez kluzu je 186 MPa a tvrdost HB je max 225.

7. Stabilita

- statická tuhost: rám je navržen tak, aby byla dodržena statická tuhost,
- dynamická tuhost – při převozu: důraz na nemožnost překlopení stroje v jakémkoliv směru ani k uvolnění částí,
- při práci: důraz na nemožnost překlopení při provozu stroje.

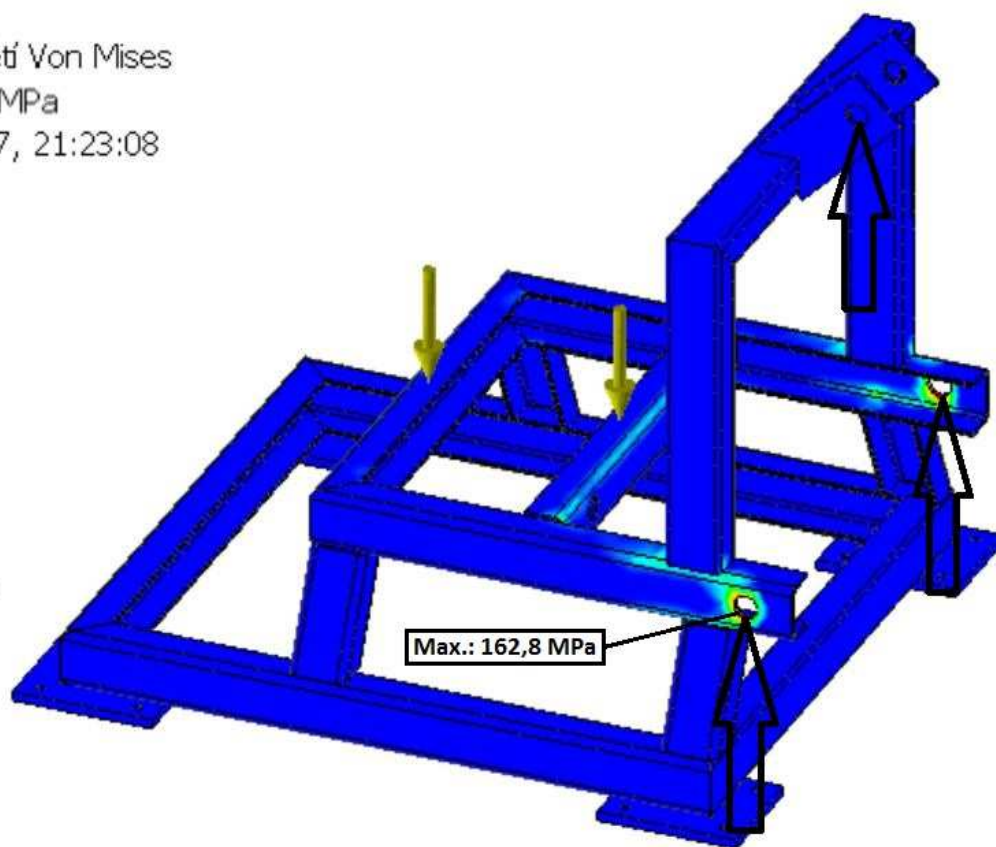
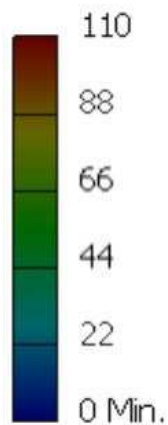
Následně jsem rám špalíkovace podrobil MKP v Inventoru 2012. Zvolil jsem vhodnou síť a následně jsem zvolil síly. Obě síly znázorňují váhu špalíkovacího mechanismu a celého rámu, jak je vidět na obr. č. 34. Jako pevný bod jsem zvolil díry pro čep a síly působící na rám, které jsem zvolil o trochu vyšší z důvodu bezpečnosti.



Obr. č. 34: Počáteční podmínky pro MKP

Na obrázku č. 35 je vytvořen MKP a je vidět maximální napětí, které je znázorněno v dírách pro čepy. Maximální napětí se pohybuje do 110 MPa a minimální dovolené napětí je 570 MPa.

Typ: Napětí Von Mises
 Jednotka: MPa
 05.04.2017, 21:23:08



Obr. č. 35: MKP rámu

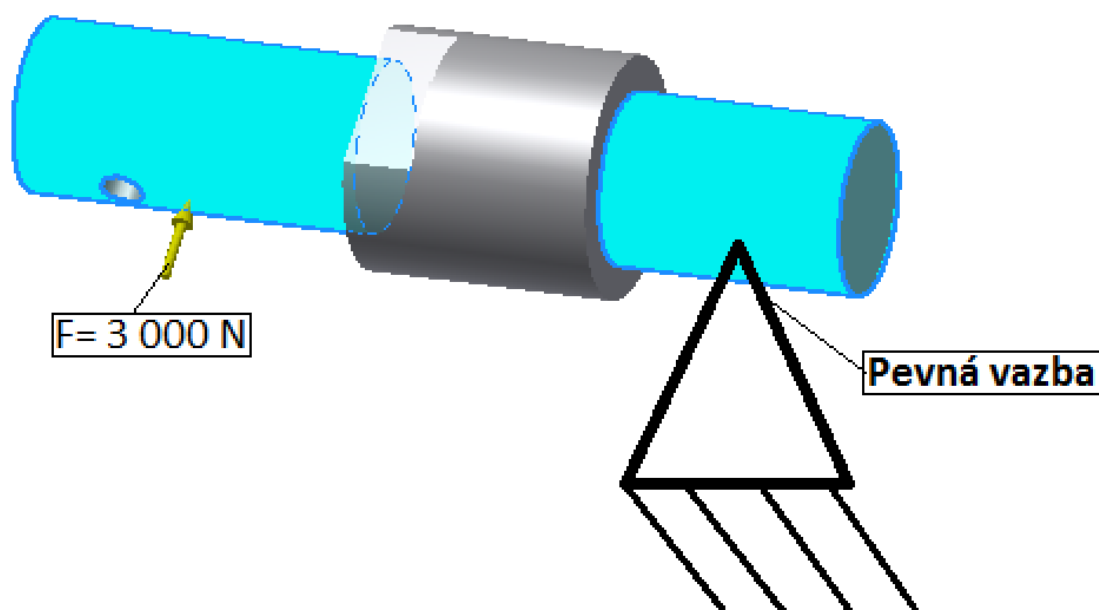
11.1.1 Čepy na šavle

Na konci rámu jsou namontovány čepy pro šavle traktoru. Ty slouží k zachycení celého špalíkovače (viz obr. č. 36). Po stranách jsou vyfrézované plochy pro klíč na utažení.



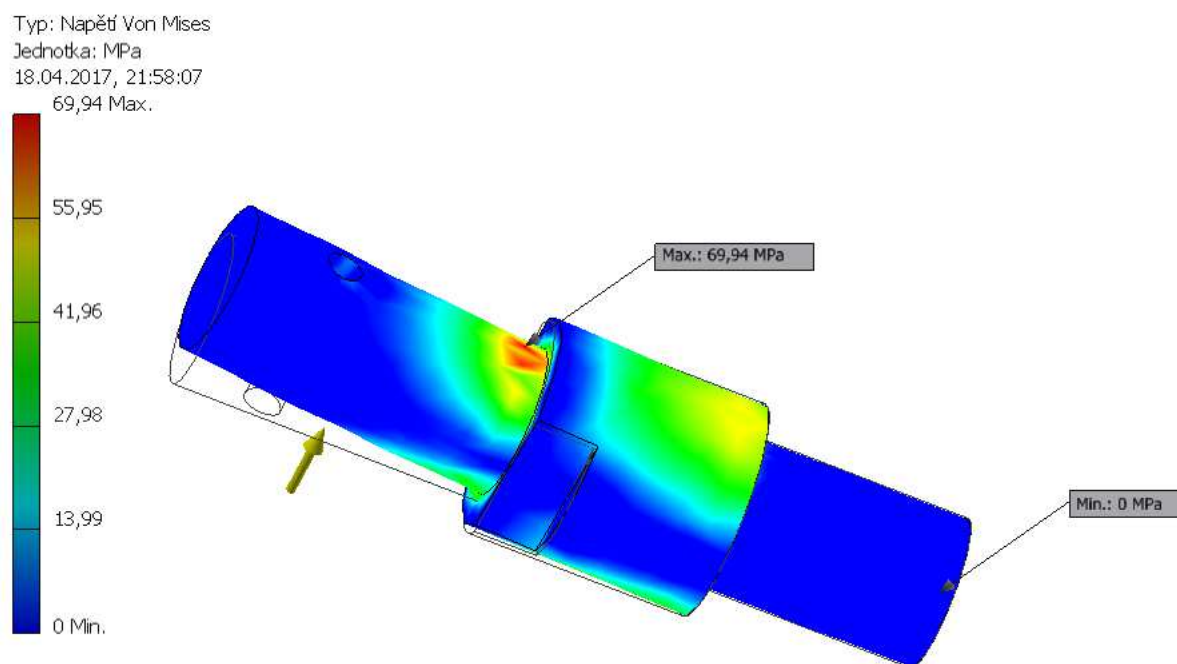
Obr. č. 36: Čep na šavle traktoru

Horní čep bude zatížen stejně a výsledky pevnostní analýzy vycházejí přibližně. Proto nebudu uvádět pevnostní analýzu horního úchopového čepu.



Obr. č. 37: Počáteční podmínky pro MKP

Jako zatížení jsem zvolil sílu $F = 3\,000\text{ N}$ v určitém směru, která napodobuje uchycení a zdvih traktorem celého špalíkováče (viz obr. č. 37). Na kratším a menším průměru jsem zvolil pevnou vazbu.

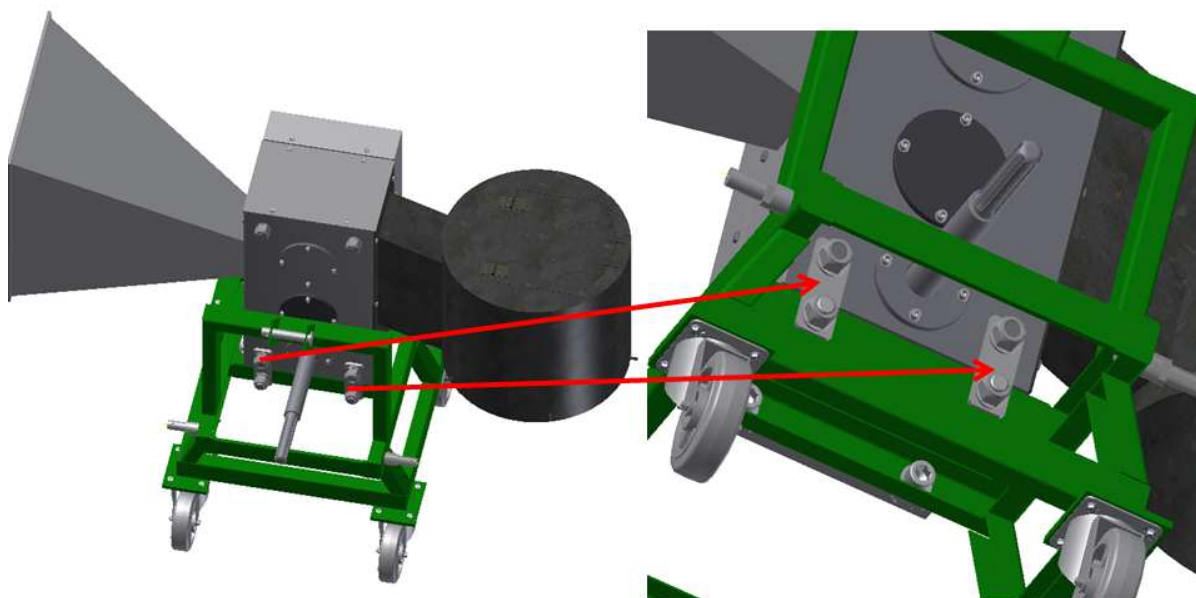


Obr. č. 38: Průběh redukováného napětí

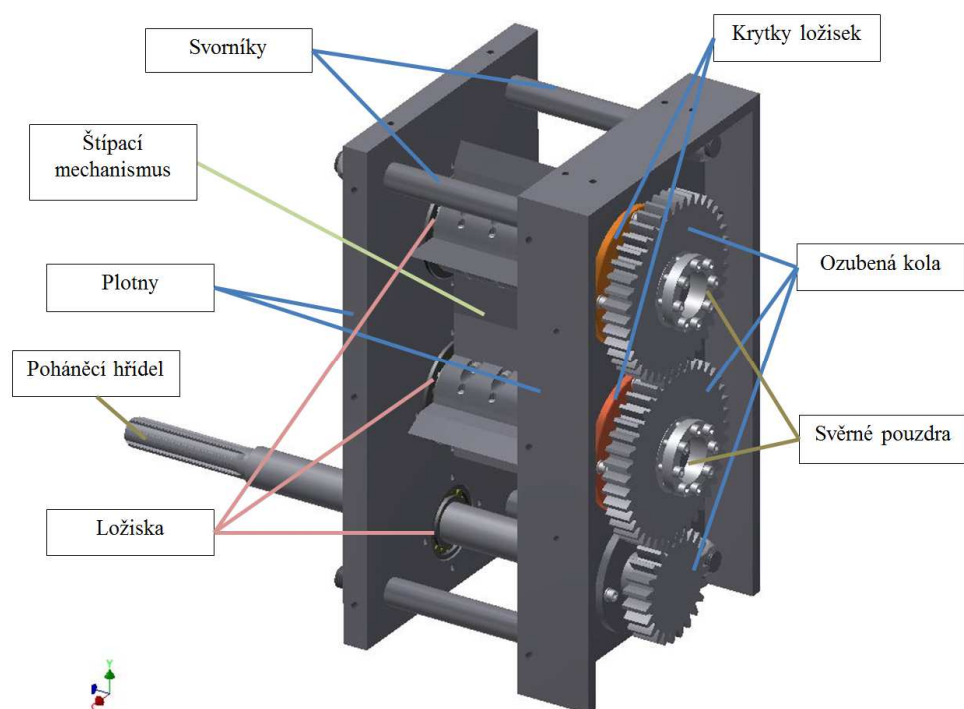
Pro pevnostní výpočet jsem použil MKP v programu Inventor 2012. Jak je vidět z obr. č. 37 síla působí v určitém směru. Červené místo naznačuje největší zátěž v daném místě, které je kolem 70 MPa a minimální dovolené napětí je 430 MPa.

11.2 Špalíkovací mechanismus

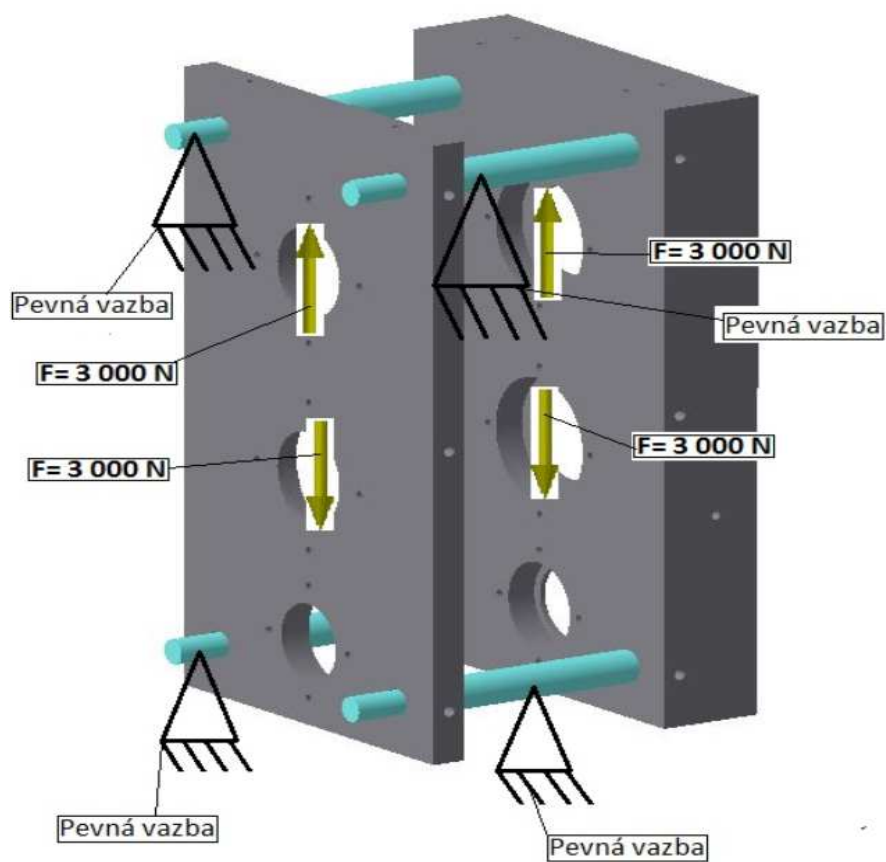
Špalíkovací mechanismus se skládá z dvou hřídelů, na které jsou namontovány nože. Ty jsou vsazeny do drážky hřídele a následně upevněny šrouby. Hřídele jsou nalisovány do ložisek, které jsou nalisovány do otvoru plotny. Plotny jsou k sobě namontovány svorníky, které jsou utaženy maticemi s podložkami. Na horní straně desky je připevněn držák pro čep na uchycení šavlí traktoru. Špalíkovací mechanismus je položen na rám. Pomocí plátek o tloušťce 10 mm je spojen s rámem. Tyto plátky jsou upnuty šrouby na rámu a k balíkovacímu mechanismu svorníky, jak je vidět na obrázku č. 38. Uložení hnací a hnané hřídele a spojená ozubená kola s hnanou hřídelí je znázorněno v řezu na výkrese WEI069-01.



Obr. č. 39: Uchycení špalíkovacího mechanismu na rám

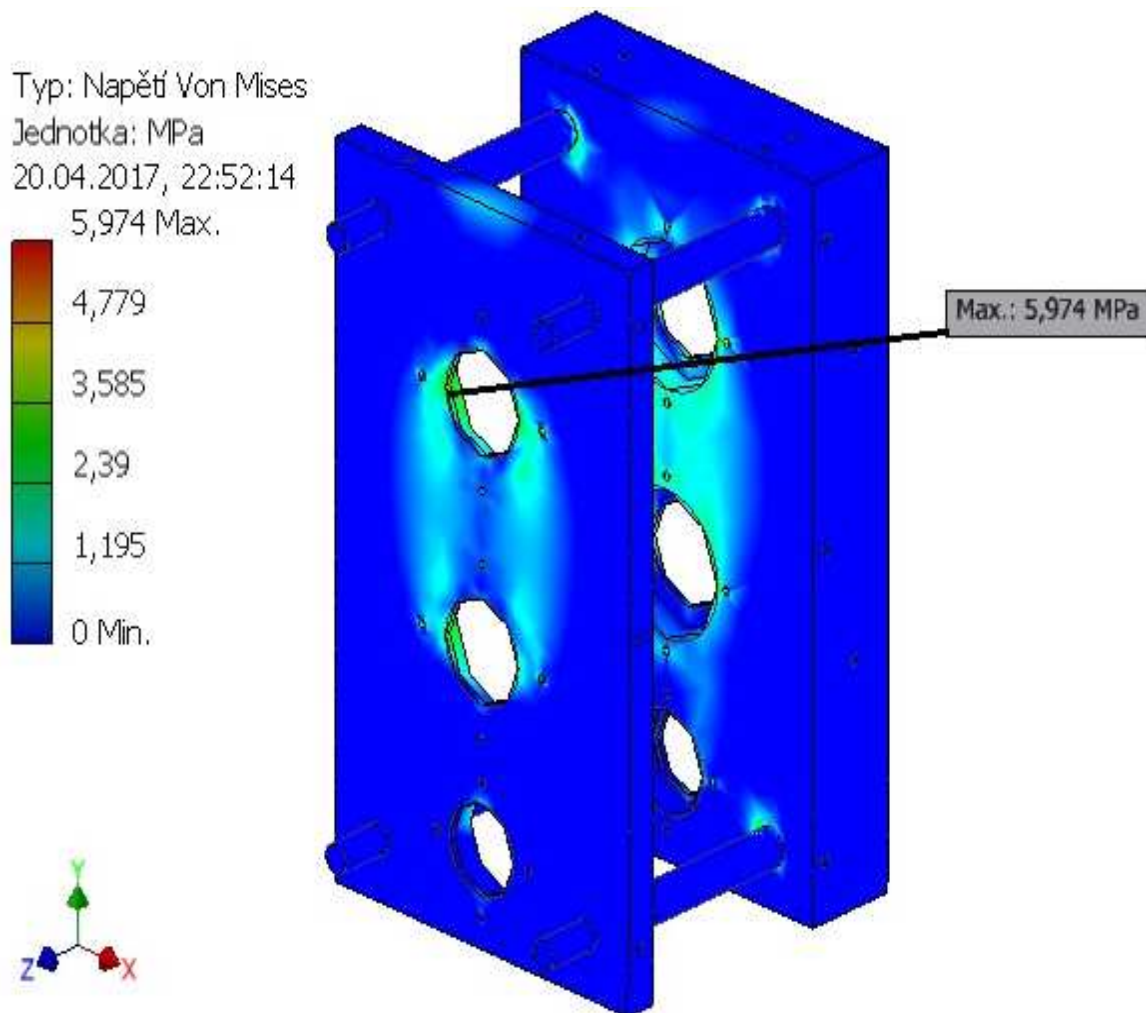


Obr. č. 40: Popis špalíkovací mechanismu



Obr. č. 41: Počáteční podmínky pro MKP

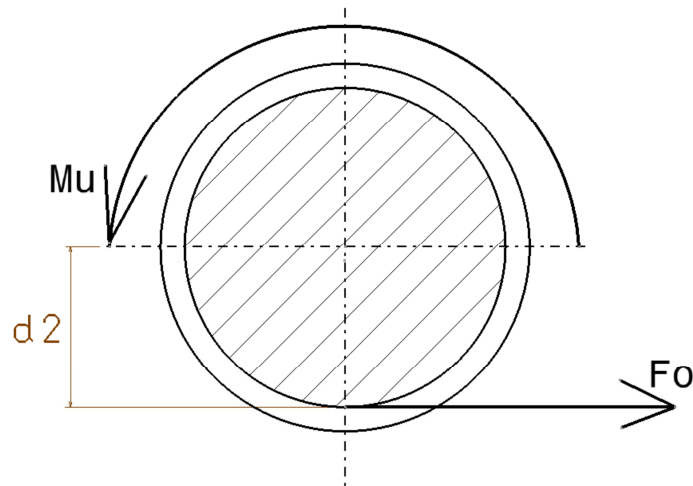
Jako okrajové podmínky jsem zvolil pevnou vazbu na desky a svorníky, což je znázorněno šipkami (viz. obr. č. 41). Zatěžující sílu jsem zvolil do otvoru pro ložiska o hodnotě 16 000N, která znázorňuje sílu při přesečnutí materiálu.



Obr. č. 42:MKP uchycení špalíkovacího mechanismu

Následně jsem provedl MKP sekacího mechanismu špalíku. Na obrázku č. 41 je zřetelně vidět, kde jsou nejvíce namáhaná místa. Výsledné hodnoty napětí jsou analyzovány podle hodnot redukovaných napětí dle podmínky HMM. Maximální hodnota 7 MPa se týká pouze nepatrné oblasti v místě svorníků a v místě ložisek a minimální hodnota dovoleného napětí je 340 MPa.

11.3 Výpočet utahovacího momentu svorníků



Obr. č. 43: Reakce momentových sil svorníků při utahování

$$F_0 = \psi \cdot F_{ST} = 1,15 \cdot 20500 = 23\,575\,N \quad (11.3.1)$$

Součinitel těsnosti volím z intervalu 0,3– 1,3, tedy $\psi = 1,15$. [21]

$$M_U = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi_s + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_0 \cdot f \cdot \frac{D_S}{4} \quad (11.3.2)$$

$$M_U = 23\,575 \cdot \operatorname{tg}(1,36 + 13) \cdot \frac{22,701}{2} + 23\,575 \cdot 0,2 \cdot \frac{34,5}{4} = 103,4\,Nm \quad (11.3.3)$$

D_S je střední průměr stykové plochy matice a podložky a určí se ze vztahu [21]

$$D_S = \frac{s_K + d_D}{2} = \frac{44 + 25}{2} = 34,5\,mm \quad (11.3.4)$$

úhel stoupání závitu ψ se určí ze vztahu [21]

$$\psi_s = \operatorname{arctg} \frac{p_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2}{\pi \cdot 22,701} = 1,36^\circ \quad (11.3.5)$$

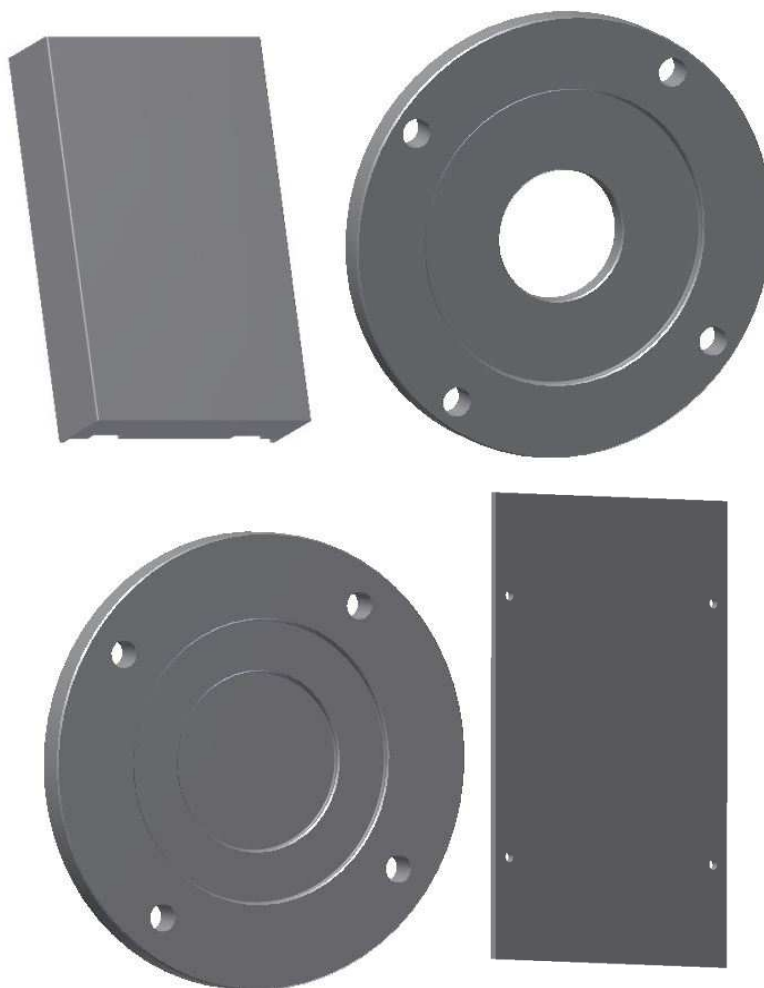
a pro třecí redukovaný úhel platí vztah [21]

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} = 13^\circ \quad (11.3.6)$$

Pro optimální dotáhnutí svorníku musíme působit utahovací silou 103,4 Nm.

11.4 Krytovacíčásti

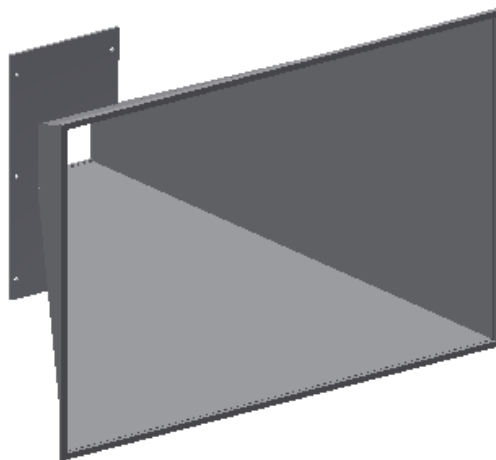
Špalíkovač je vybaven doplňujícími prvky usnadňujícími jeho činnost a snižujícími nebezpečí vzniku úrazu způsobené strojem.



Obr. č. 44: Krytovací části – kryt na ozubená kola, víka bez otvoru a s otvorem pro hřídel, horní kryt špalíkovacího mechanismu[21]

11.5 Podávací hubice

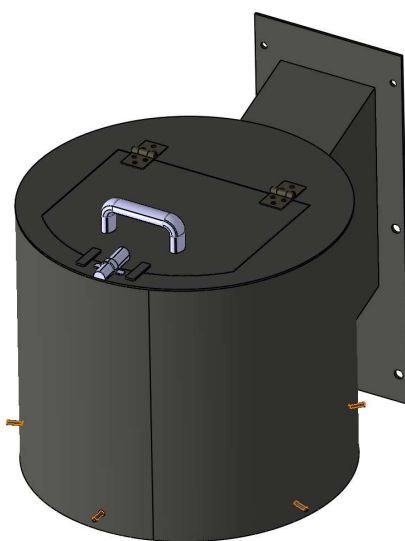
Podávací hubice špalíkovače má délku 1000 mm, což by mělo zamezit možnosti, že selidská ruka dostane až k sekacímu mechanismu. Její užší konec je dále vybaven tzv. brýlemi provyloučení možnosti vložení většího průměru zpracovávaného materiálu. Celá podávací hubice je z materiálu o tloušťce 3 mm. To celé je přimontováno k sekacímu mechanismu a zároveň slouží, jako ochrana před rotujícími tělesy.



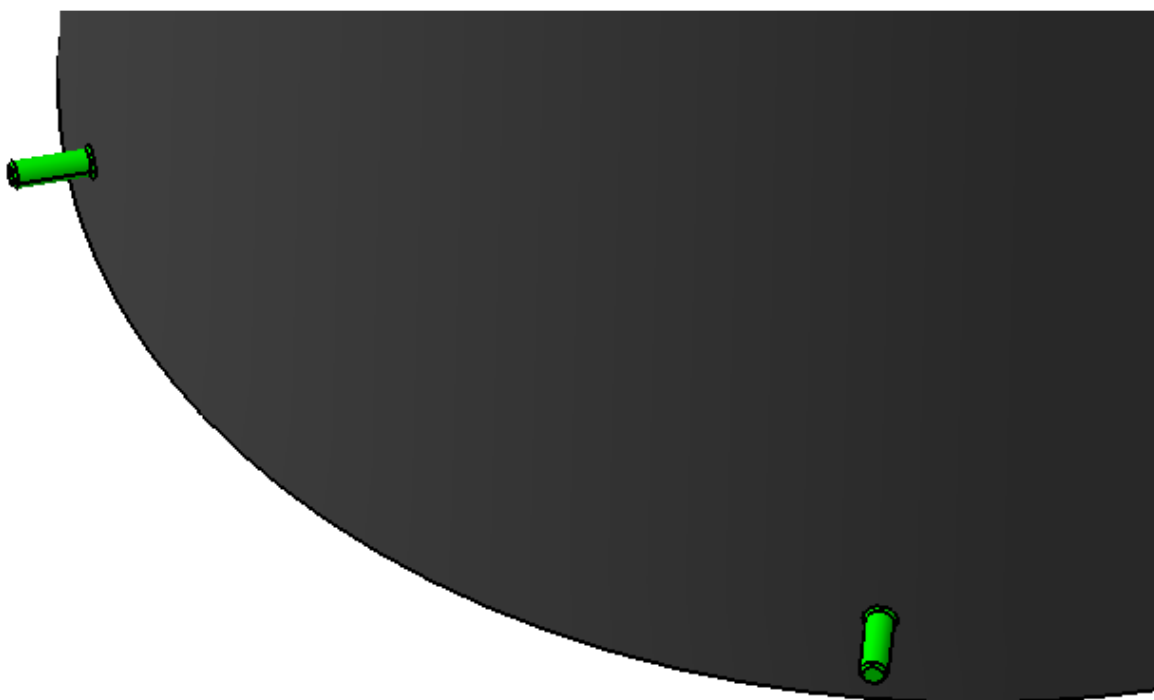
Obr. č. 45: Podávací hubice [21]

11.6 Pytlovací systém

Zařízení, už ze zadání, má pytlovací systém. Pytlovací systém je vyroben z plechu o tloušťce 2 mm. Na obrázku č. 45 je vyobrazeno zabezpečení vypadávajícího zpracovaného materiálu do kruhové části. Pytel se nasadí na kolíky, které jsou přivařeny na kruhovou část násypníku. Tuto část obejmě celý průměr násypníku. Celá výměna potrvá cca 2 minuty. Při větších pytlech je lze zajistit provázkem popřípadě gumou. Na horní straně je poklop, který je optřen držákem a kolíkem pro zajištění.



Obr. č. 46: Pytlovací systém [21]



Obr. č. 47: Detail uchycení pytle

11.7 Průmyslová kolečka

Na spodní část rámu budou namontována průmyslová kolečka. Budou sloužit k vyvýšení celého zařízení pro snadnější pytlování a zároveň bude snazší manipulace se strojem. Zvolil jsem polyamidová kolečka s montážní deskou. Mají dobrou odolnost vůči otěru a chemikáliím. Zatížení koleček je možné až do 330 kg. Zbylé hodnoty jsou v příloze I. [23]

12 Obsluha a údržba stroje

Zařízení smí obsluhovat pouze tělesně zdravá a duševně způsobilá osoba, která je rovněž řádně proškolená na ovládání a údržbu tohoto stroje. Zařízení musí být použito pouze pro účel, ke kterému je určeno.

Je zakázáno:

- Demontovat ochranné kryty při běhu pohybového šroubu, případně provozovat jiné mechanismy bez těchto krytů.
- Vkládat jiné materiály než dřevo, pro které je zařízení navrženo.
- Spouštět zařízení, pokud je poškozené nebo plní nesprávnou funkci. Správnost funkce zařízení je nutno pravidelně kontrolovat. Každou kontrolu musí provést způsobilá a proškolená osoba.

Druhy kontrol:

Denní kontrola:

- Kontrola ostří břitů při každém použití, v případě otupení přebrousit ostří nože a vypodložit plátkem tenkého plechu.

Měsíční kontrola:

- Kontrola sekacího ústrojí, popřípadě dle potřeby
- Kontrola ostří nožů

Roční kontrola:

- Kontrola stavu ložisek
- Kontrola dotažení šroubových spojů
- Kontrola ozubených převodů a hřídelů
- Kontrola celkového stavu špalíkovače

Tento stroj je potřeba správně a pravidelně mazat. Mazací plán pro jednotlivé komponenty je následující. Ložiskové jednotky u hnacích a hnaných hřídelů se musí promazat jedenkrát za čtvrt roku.

Tato údržba platí jenom, když bude stroj pravidelně používán. V případě, že špalíkovač nebude tolik využit, nebude potřeba častá údržba.

13 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout špalíkovač. V úvodu této práce se nachází přehled typů špalíkovačů z hlediska špalíkovacího mechanismu a z hlediska pohonu.

Navržený špalíkovač bude pracovat s mechanismem využívající protiběžných hřídelů a bude poháněn kardanovou hřídelem. Pro přenos krouticího momentu byl použit převod ozubenými koly, který byl následně spočítán v programu Inventor 2012. Pro sekací hřídel byla provedena statická i dynamická kontrola.

Síla F_{mk} bude v obou protiběžných hřídelích. Ze srovnání s potřebnou silou na přeseknutí větve vyplývá, že síla F_{mk} zajistí správné přeseknutí větví. Navíc, síla F_{mk} bude v obou hřídelích, takže i případné vložení větve s větším průměrem nezpůsobí zničení nožů či hřídelů. Vlastnosti ozubených soukolí lze vidět ve výpočtech v programu Inventor 2012.

Z hlediska statické bezpečnosti lze konstatovat, že oba hřídele zatížení vydrží. Oba hřídele byly dimenzovány na co nejmenší možný průměr tak, aby bezpečnost vycházela větší než doporučená hodnota $k=1,5$. Hodnota dynamické bezpečnosti hřídelů vychází taktéž dostatečně velká. Byla rovněž provedena kontrola nožů na ohyb a na stříh. Z výsledných výpočtů bezpečností lze konstatovat, že navržené nože odolají danému zatížení. Taktéž lze říci, že statická bezpečnost obou navržených ložisek je dostatečná.

Po provedení nezbytných výpočtů jsem vytvořil digitální model špalíkovače. Model je vytvořen pomocí počítačového programu Inventor 2012. Výstupem z tohoto programu je zpracovaná sestavná výkresová dokumentace obsahující projekčně-konstrukční návrh celého zařízení. Dále obsahuje jednotlivé podsestavy a nezbytné konstrukční detaily.

14 Seznam použité literatury

- [1] kovovyroba-spule. <http://kovovyroba-spule.webnode.cz>. [online]. 16.12.2016 [cit. 2016-12-16]. Dostupné z: <http://kovovyroba-spule.webnode.cz/stroje/>
- [2] stsprachatice. <http://www.stsprachatice.cz>. [online]. 16.12.2015 [cit. 2015-12-16]. Dostupné z: <http://www.stsprachatice.cz/spalikovac-drevni-hmoty-dh-10-e.html>
- [3] agrosklad. <http://www.agrosklad.cz/>. [online]. 16.12.2016 [cit. 2015-12-16]. Dostupné z: <http://www.agrosklad.cz/stepkovace-spalikovace/delic-drevniho-odpadu-bobr-75-transport/>
- [4] www.google.at/. *Generátor citací – ČSN ISO 690*. [online]. 25.2.2016 [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <https://www.google.at/search>
- [5] <http://www.bystron.cz/>. *Generátor citací – ČSN ISO 690*. [online]. 25.2.2016 [cit. 2016-02-25]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/>
- [6] profistroje. <http://www.profistroje.cz>. [online]. 16.12.2016 [cit. 2016-12-16]. Dostupné z: http://www.profistroje.cz/stepkovac-urban-smh110_3234.html
- [7] uvp3d. <http://uvp3d.cz>. [online]. 16.12.2016 [cit. 2016-12-16]. Dostupné z: http://uvp3d.cz/dum/?page_id=2355
- [8] <http://www.drevostavitel.cz>. *Generátor citací – ČSN ISO 690*. [online]. 2.3.2017 [cit. 2017-03-02]. Dostupné z: <http://www.drevostavitel.cz/clanek/mechanicke-vlastnosti-dreva-domacich-drevin>
- [13] ZETOR. <http://www.zetor.cz>. [online]. 29.2.2017 [cit. 2017-02-29]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/traktor-zetor-major>
- [14] www.drevari.humlak.cz: *1. Dřevo, fyzikální a mechanické vlastnosti, vady dřeva, vlhkost a sušení dřeva*. [online]. [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: http://drevari.humlak.cz/data_web/Data_skola/HUdreva/2.pdf
- [15] KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1.vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [16] KALAB, K.: *Vysokoškolská příručka: Návrh a výpočet spojů propřením kroucího momentu z hřídele na náboj*. VŠB-TU Ostrava, 2011, 31s.
- [17] cadstudio. <http://www.cadstudio.cz>. [online]. 29.2.2017 [cit. 2017-02-29]. Dostupné z: <http://www.cadstudio.cz/inventor>

- [18] KRČÁL, O.: Příklady z pružnosti a pevnosti I, část 1, VŠB-TU Ostrava, 1994, ISBN 80-7078-243-9.
- [19] teatechnik. <http://www.teatechnik.cz>. [online]. 15.4.2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/tlk-132/>
- [20] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 1.-4. dopl. vyd. Úvaly: Albrapedagogické nakladatelství, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [21] WEINGÄRTNER, Jiří. *Vypracoval: Obrázky a grafy*. Olomouc, 2017.
- [22] ama-zahrada. <http://www.ama-zahrada.cz>. [online]. 15.4.2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.ama-zahrada.cz/kardanova-hridel-s-volnobezkou-54200.html>
- [23] essentracomponents. <http://www.essentracomponents.cz>. [online]. 15.4.2017 [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.essentracomponents.cz/mss/mss-pc.nsf/WebEngine?OpenAgent&cmd=query&itemdirect=y&itemdirectwildcard=y&search=499662>

15 Seznam obrázků:

- Obr. č. 1: Řetězová pila
- Obr. č. 2: Kotoučová pila
- Obr. č. 3: Mechanismus s protiběžnými hřídeli
- Obr. č. 4: Pohon kardanovým hřídelem
- Obr. č. 5: Pohon s vlastním spalovacím motorem
- Obr. č. 6: Stroj poháněný elektromotorem
- Obr. č. 7: Podávací dopravník dřeva do pracovního prostoru
- Obr. č. 8: Odebírací dopravník nasekaného dřeva
- Obr. č. 9: Pytlovací systém
- Obr. č. 10: Špalíkovač LS 150 D
- Obr. č. 11: Špalíkovač dřevní hmoty DH 10 E
- Obr. č. 12: Urban SMH110
- Obr. č. 13: Popis špalíkovače
- Obr. č. 14: Plocha řezu
- Obr. č. 15: Návrh ozubeného poháněcího kola
- Obr. č. 16: Geometrické rozměry hnacího kola
- Obr. č. 17: Vstupní parametry poháněcího ozubeného kola
- Obr. č. 18: Návrh ozubených poháněných kol
- Obr. č. 19: Geometrické rozměry hnacího a hnaného kola
- Obr. č. 20: Vstupní parametry poháněného ozubeného kola
- Obr. č. 21: Profily zubů v základní poloze
- Obr. č. 22: Reakce hnané hřídele
- Obr. č. 23: Pohyb záběrových a střižných sil
- Obr. č. 24: Svěrné pouzdro
- Obr. č. 25: Nůž
- Obr. č. 26: Znázornění sil působících na nože
- Obr. č. 27: Umístění nožů na hřídeli
- Obr. č. 28: Počáteční podmínky pro MKP
- Obr. č. 29: MKP hřídele s noži
- Obr. č. 30: Reakce hnací hřídele

- Obr. č. 31: Návrh evolventního ozubení v programu Inventor 2012
- Obr. č. 32: Výpočet evolventního ozubení v programu Inventor 2012
- Obr. č. 33: Konstrukce rámu špalíkovače
- Obr. č. 34: Počáteční podmínky pro MKP
- Obr. č. 35: MKP rámu
- Obr. č. 36: Čep na šavle traktoru
- Obr. č. 37: Počáteční podmínky pro MKP
- Obr. č. 38: Průběh redukovaného napětí
- Obr. č. 39: Uchycení špalíkovacího mechanismu na rám
- Obr. č. 40: Popis špalíkovacího mechanismu
- Obr. č. 41: Počáteční podmínky pro MKP
- Obr. č. 42: MKP uchycení špalíkovacího mechanismu
- Obr. č. 43: Reakce momentových sil svorníků při utahování
- Obr. č. 44: Krytovací části – kryt na ozubená kola, víka bez otvoru a s otvorem pro hřídel, horní kryt špalíkovacího mechanismu
- Obr. č. 46: Pytlovací systém
- Obr. č. 47: Detail uchycení pytle

16 Seznam tabulek

Tab. č. 1: Mechanické vlastnosti dřeva

Tab. č. 2: Parametry špalíkovače LS 150 D

Tab. č. 3: Parametry špalíkovače DH 10 E

Tab. č. 4: Parametry špalíkovače Urban SMH110

Tab. č. 5: Hodnoty Svěrného pouzdra pod ozubeným kolem a hnanou hřídelí

Tab. č. 6: Přehled výkonu za hodinu

17 Seznam grafů

Graf. č. 1: Závislost řezné plochy na průměru dřeva

18 Seznam příloh

Příloha A	Parametry a součinitelé poháněcího ozubeného kola
Příloha B	Parametry a součinitelé poháněného ozubeného kola
Příloha C	Ložisko SKF Explorer NUP 2212 ECML
Příloha D	Ložisko SKF Explorer NUP 2209 ECP
Příloha E	Katalog svěrného pouzdra
Příloha F	Parametry evolventního drážkování (tisícíhranu)
Příloha G	Katalog Ferona profil U
Příloha H	Katalog – parametry kardanové hřídele
Příloha I	Průmyslové kolečko 499663
Příloha J	1 WEI069-00 Špalíkovač
Příloha K	2 WEI069-01 Špalíkovací mechanismus
Příloha L	3 WEI069-02 Svařovaný rám
Příloha M	4 WEI069-00-001 Hnaná hřídel
Příloha N	5 WEI069-00-002 Deska
Příloha O	6 WEI069-00-004 Čep na šavle
Příloha P	7 WEI069-00-006 Nůž

▣ Informace o projektu

▣ Scénář

Scénář návrhu - Modul

Scénář jednotkového posunutí - V převodovém poměru

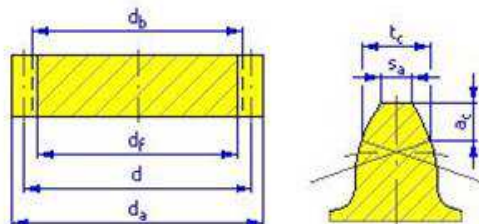
Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

▣ Společné parametry

Převodový poměr	i	2,8000 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	2,8000 ul
Modul	m	3,500 mm
Úhel sklonu	β	0,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	140,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	133,000 mm
Celková jednotková korekce	Σx	2,3402 ul
Rozteč zubů	p	10,996 mm
Základní rozteč	p_{tb}	10,332 mm
Provozní úhel záběru	α_w	26,7845 deg
Součinitel trvání záběru	ε	1,2806 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0120 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0060 mm



▣ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	34,000 kW	33,320 kW
Otáčky	n	1000,00 rpm	357,14 rpm
Svěrný moment	T	324,676 N m	890,911 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	4448,585 N	
Obvodová síla	F_t	8812,637 N	
Axiální síla	F_a	0,000 N	
Normální síla	F_n	9871,802 N	
Obvodová rychlost	v	3,665 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	15938,317 rpm	

Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Žádný model
Počet zubů	z	20 ul	56 ul
Jednotkové posunutí	x	0,6158 ul	1,7243 ul
Průměr roztečné kružnice	d	70,000 mm	196,000 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	79,630 mm	213,389 mm
Průměr patní kružnice	d_f	65,211 mm	198,970 mm
Průměr základní kružnice	d_b	65,778 mm	184,180 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	73,684 mm	206,316 mm
Šířka ozubení	b	30,000 mm	30,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,4286 ul	0,1531 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,1000 ul	1,1000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2000 ul	0,2000 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Tloušťka zubu	s	7,067 mm	9,891 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	7,067 mm	9,891 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	6,240 mm	8,734 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	3,679 mm	7,105 mm
Rozměr přes zuby	W	28,286 mm	74,034 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	81,455 mm	214,135 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	6,000 mm	6,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0120 mm	0,0130 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0210 mm	0,0280 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0085 mm	0,0090 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0080 mm	0,0085 mm
Náhradní počet zubů	z_v	20,000 ul	56,000 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	70,000 mm	196,000 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	79,630 mm	213,389 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	65,778 mm	184,180 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,5736 ul	-0,5288 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,0343 ul	-2,1399 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,2235 ul	-2,3291 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,3402 ul	0,3402 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,7353 ul	0,5891 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	34,3043 deg	30,3316 deg

☐ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 16220	CSN 16220
Mez pevnosti v tahu	S_u	880 MPa	880 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	635 MPa	635 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrdoost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdoost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

☐ Výpočet pevnosti

☐ Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,043 ul	1,043 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,148 ul	1,100 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Ho}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,118 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ε	0,952 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,118 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,420 ul	1,574 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,975 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	1,000 ul	
Součinitel velikosti	Z_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	1,872 ul	1,644 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	2,096 ul	2,059 ul
Součinitel přidavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	1,000 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ε	0,836 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,121 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,288 ul	1,255 ul
Součinitel velikosti	Y_x	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,389 ul	1,722 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	2,381 ul	3,015 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,124 ul	2,375 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	4,622 ul	6,004 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

☐ Souhrn hlášení

22:00:51 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů
 22:00:51 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Příloha B Parametry a součinitelé poháněného ozubeného kola

Scénář

Scénář návrhu - Modul

Scénář jednotkového posunutí - S vyrovnáním měrných skluzů

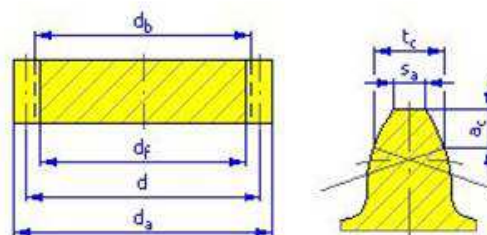
Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

Společné parametry

Převodový poměr	i	1,0000 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	1,0000 ul
Modul	m	3,500 mm
Úhel sklonu	β	0,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	200,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	196,000 mm
Celková jednotková korekce	Σx	1,2252 ul
Rozteč zubů	p	10,996 mm
Základní rozteč	p_{tb}	10,332 mm
Provozní úhel záběru	α_w	22,9422 deg
Součinitel trvání záběru	ϵ	1,8324 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0130 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0065 mm



Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	33,320 kW	32,654 kW
Otáčky	n	357,14 rpm	357,14 rpm
Svěrný moment	T	890,918 N m	873,100 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	3771,116 N	
Obvodová síla	F_t	8909,183 N	
Axiální síla	F_a	0,000 N	
Normální síla	F_n	9674,443 N	
Obvodová rychlost	v	3,665 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	3136,418 rpm	

Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	56 ul	56 ul
Jednotkové posunutí	x	0,6126 ul	0,6126 ul
Průměr roztečné kružnice	d	196,000 mm	196,000 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	208,112 mm	208,112 mm
Průměr patní kružnice	d_f	190,789 mm	190,789 mm
Průměr základní kružnice	d_b	184,180 mm	184,180 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	200,000 mm	200,000 mm
Šířka ozubení	b	30,000 mm	30,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,1531 ul	0,1531 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,2000 ul	1,2000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,1570 ul	0,1570 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,2000 ul	0,2000 ul
Tloušťka zubu	s	7,059 mm	7,059 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	7,059 mm	7,059 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	6,233 mm	6,233 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	4,922 mm	4,922 mm
Rozměr přes zuby	W	71,373 mm	71,373 mm
Rozměr přes zuby	z_w	7,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	208,080 mm	208,080 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	6,000 mm	6,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0130 mm	0,0130 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0280 mm	0,0280 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0090 mm	0,0090 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0085 mm	0,0085 mm
Náhradní počet zubů	z_v	56,000 ul	56,000 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	196,000 mm	196,000 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	208,112 mm	208,112 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	184,180 mm	184,180 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	-0,4389 ul	-0,4389 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-2,0500 ul	-2,0500 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-2,2542 ul	-2,2542 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0824 ul	0,0824 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,5429 ul	0,5429 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	27,7480 deg	27,7479 deg

☐ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,313 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ϵ	0,850 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	0,975 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	1,000 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

☐ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,212 ul	2,212 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	2,123 ul	2,123 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	1,000 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ϵ	0,659 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,321 ul	1,321 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

☐ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,505 ul	1,505 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	2,449 ul	2,449 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	3,267 ul	3,267 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	4,634 ul	4,634 ul
Kontrolní výpočet	Kladný		

☐ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 16220	CSN 16220
Mez pevnosti v tahu	S_u	880 MPa	880 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	635 MPa	635 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

☐ Výpočet pevnosti

☐ Součinitelé přidavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,200 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,089 ul	1,089 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,148 ul	1,100 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	K_{Ha}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

☐ Souhrn hlášení

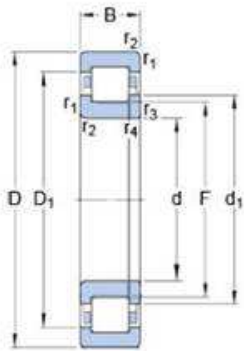
22:04:32 Návrh: Počty zubů jsou soudělné – dochází k relativně častému záběru stejných zubů
 22:04:32 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Příloha C

NUP 2212 ECML

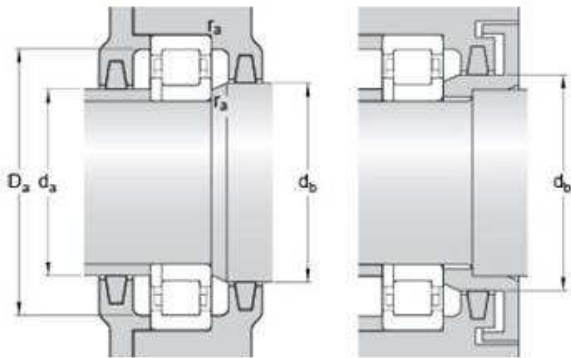
SKF Explorer

Dimensions



d		55	mm
D		100	mm
B		25	mm
d ₁	≈	70.8	mm
D ₁	≈	85.6	mm
F		66	mm
r _{1,2}	min.	1.5	mm
r _{3,4}	min.	1.5	mm
s		1.5	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	68	mm
d _b	min.	80	mm
D _a	max.	101	mm
r _a	max.	1.5	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	146	kN
Basic static load rating	C ₀	153	kN
Fatigue load limit	P _u	20	kN
Reference speed		6700	r/min
Limiting speed		11000	r/min
Calculation factor	k _r	0.3	

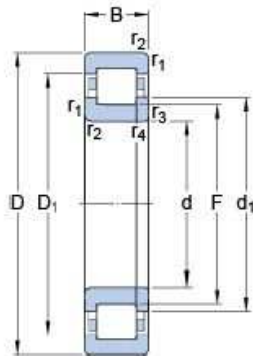
Mass

Mass bearing	1.223	kg
--------------	-------	----

NUP 2209 ECP

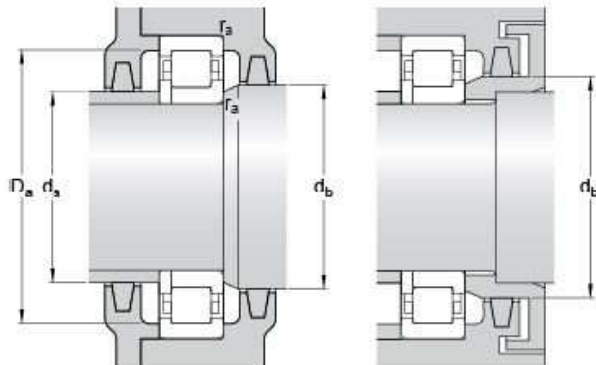
SKF Explorer

Dimensions



d		45	mm
D		85	mm
B		23	mm
d ₁	≈	59	mm
D ₁	≈	72.4	mm
F		54.5	mm
r _{1,2}	min.	1.1	mm
r _{3,4}	min.	1.1	mm

Abutment dimensions



d _a	min.	52	mm
d _b	min.	61	mm
D _a	max.	77.6	mm
r _a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	85	kN
Basic static load rating	C ₀	81.5	kN
Fatigue load limit	P _u	10.6	kN
Reference speed		9000	r/min
Limiting speed		9500	r/min
Calculation factor	k _r	0.2	

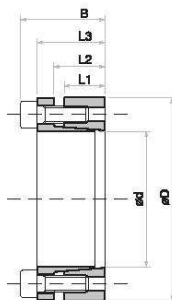
Mass

Mass bearing	0.553	kg
--------------	-------	----

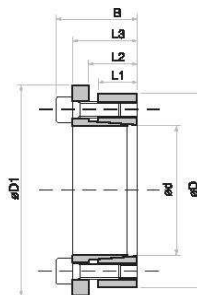


Popis

- Střední až vysoké hodnoty kroutícího momentu
- Krátká doba montáže
- Ekonomické řešení
- Nahraditelné TLK 200



TLK 132



TLK 133

										TLK132					TLK133					
Rozměry					Jen TLK 133	Upínací šrouby				Krou- tící mo- ment	Ax- iální síla	Měrné tlaky na		Hmot- nost	Krou- tící mo- ment	Ax- iální síla	Měrné tlaky na			Hmot- nost
						Počet DIN 912 12,9	Utahovací moment		Hřidel			Náboj	Hřidel				Náboj			
dxD mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	B mm	D1 mm	N°x typ	TLK132	Nm TLK133	Mt Nm	Fa KN	pw N/mm²	pn N/mm²	Kg	Mt Nm	Fa KN	pw N/mm²	pn N/mm²	Kg		
20x47	17	22	28	34	54	5xM6	14	17	380	38	295	125	0,3	280	28	220	95	0,3		
22x47	17	22	28	34	54	5xM6	14	17	410	38	270	125	0,3	300	28	200	95	0,3		
24x50	17	22	28	34	57	5xM6	14	17	450	38	245	120	0,3	330	28	180	90	0,3		
25x50	17	22	28	34	57	6xM6	14	17	570	46	285	140	0,3	420	34	210	105	0,3		
28x55	17	22	28	34	62	6xM6	14	17	630	46	255	130	0,4	470	34	190	95	0,4		
30x55	17	22	28	34	62	6xM6	14	17	660	46	235	130	0,3	500	34	175	95	0,4		
32x60	17	22	28	34	67	8xM6	14	17	970	60	295	155	0,4	720	45	220	115	0,4		
35x60	17	22	28	34	67	8xM6	14	17	1060	60	270	155	0,4	790	45	200	115	0,4		
38x65	17	22	28	34	72	8xM6	14	17	1150	60	250	145	0,4	850	45	185	105	0,5		
40x65	17	22	28	34	72	8xM6	14	17	1210	60	235	145	0,4	900	45	175	105	0,5		
42x75	20	25	33	41	82	7xM8	35	41	2050	98	300	170	0,8	1530	73	225	125	0,8		
45x75	20	25	33	41	82	7xM8	35	41	2200	98	290	170	0,6	1650	73	215	125	0,7		
48x80	20	25	33	41	87	7xM8	35	41	2350	98	270	160	0,8	1760	73	200	120	0,8		
50x80	20	25	33	41	87	7xM8	35	41	2450	98	260	160	0,8	1830	73	195	120	0,8		
55x85	20	25	33	41	92	8xM8	35	41	3080	112	270	175	0,8	2300	83	200	130	0,9		
60x90	20	25	33	41	97	8xM8	35	41	3360	112	245	165	0,8	2510	83	185	125	0,9		
65x95	20	25	33	41	102	9xM8	35	41	4090	126	255	175	0,9	3060	94	190	130	1,0		
70x110	24	30	40	50	117	8xM10	70	83	6300	179	280	180	1,8	4670	133	210	135	1,9		
75x115	24	30	40	50	122	8xM10	70	83	6700	179	260	170	1,8	5000	133	195	125	2,0		
80x120	24	30	40	50	127	8xM10	70	83	7150	179	250	170	1,8	5300	133	185	125	2,0		
85x125	24	30	40	50	132	9xM10	70	83	8500	200	260	180	2,0	6300	148	195	135	2,0		
90x130	24	30	40	50	137	9xM10	70	83	9100	200	250	170	2,1	6750	148	185	130	2,2		
95x135	24	30	40	50	142	10xM10	70	83	10600	224	260	180	2,1	7900	166	195	135	2,3		
100x145	26	32	44	56	152	8xM12	125	145	13400	268	270	190	2,8	9700	194	200	140	3,0		
110x155	26	32	44	56	162	8xM12	125	145	14600	268	240	180	3,0	10600	194	180	130	3,2		
120x165	26	32	44	56	172	9xM12	125	145	17900	298	250	180	3,2	13000	216	185	135	3,4		
130x180	34	40	54	66	187	12xM12	125	145	26000	400	240	170	4,8	18900	290	175	125	5,2		
140x190	34	40	54	68	197	9xM14	190	230	27000	384	210	150	5,2	20500	290	165	120	5,4		
150x200	34	40	54	68	207	10xM14	190	230	33000	440	230	170	5,4	25000	333	175	130	5,7		
160x210	34	40	54	68	217	11xM14	190	230	38000	479	230	170	5,7	29000	362	180	135	6,0		
170x225	44	50	64	78	232	12xM14	190	230	45000	530	180	130	8,0	34000	400	140	105	8,3		
180x235	44	50	64	78	242	12xM14	190	230	47000	530	170	130	8,3	36000	400	135	105	8,8		
190x250	44	50	64	78	257	15xM14	190	230	62900	660	210	150	9,6	47500	500	160	120	10,0		
200x260	44	50	64	78	267	15xM14	190	230	66000	660	190	150	10,0	50000	500	150	115	10,5		

* Je možné snížit utahovací moment upínacích šroubů Ms o 60% hodnoty uvedené v tabulce. Podle toho se sníží hodnoty Mt, Fa, pn a pw.

Příloha F

☐ Informace o projektu

☐ Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

☐ Zatížení

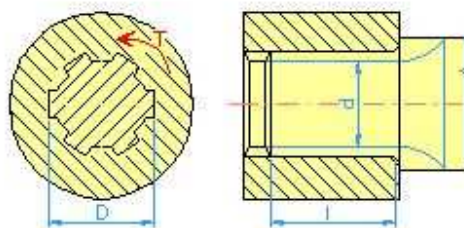
Výkon	P	34,000 kW
Otáčky	n	1000,000 rpm
Svěrný moment	T	324,676 N m

☐ Rozměry

Vnější průměr hřídele	D	45,000 mm
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 mm

☐ Drážka hřídele

Počet drážek	N	10,000 ul
Vnitřní průměr hřídele	d	36,000 mm
Vnější průměr hřídele	D	45,000 mm
Šířka zubu	b	5,000 mm
Zkosení	s	0,400 mm
Poloměr	R	0,100 mm



☐ Drážka náboje

Délka	l	30,000 mm
-------	---	-----------

☐ Vlastnosti spoje

Součinitel rozložení zatížení	K_m	0,750 ul
Součinitel styku boků zubů	K_s	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost	S_v	1,000 ul

☐ Materiál

Hřídel

Materiál	Vlastní materiál	
Mez pevnosti v tahu	S_u	861 MPa
Dovolený tlak	p_A	90,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A	140,000 MPa

Střed kola

Materiál	Vlastní materiál	
Mez pevnosti v tahu	S_u	861 MPa
Dovolený tlak	p_A	90,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A	344,000 MPa

☐ Výsledky

Pevnostní kontrola	Kladný	
Minimální průměr hřídele	d_{min}	22,774 mm
Minimální délka drážkování	l_{min}	6,420 mm

☐ Deformace boků drážek

Vypočtený tlak	p_c	8,254 MPa
Bezpečnost	S	10,904 ul

☐ Krut hřídele

Vypočtené smykové napětí	τ_c	35,442 MPa
Bezpečnost	S	3,950 ul

☐ Souhrn hlášení

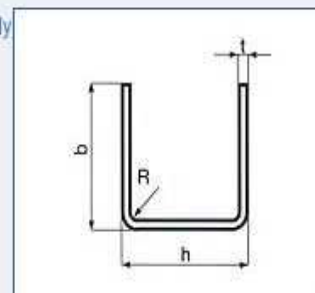
21:59:41 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Příloha G

Specifikace výrobku

Profil otevřený průřezu U rovnoramenný, EN 10162, U 60x40x4

Kategorie: trubky a jáčky » profily ocelové otevřené » tenkostěnné profily U
 Norma: ČSN EN 10162



Výška profilu	h	60 mm
Šířka ramene	b	40 mm
Tloušťka profilu	t	4 mm
Hmotnost		3,88 kg/m
Mezní úchylka h		±1,00 mm
Mezní úchylka b		±1,00 mm
Mezní úchylka přímosti na 1 m délky		0,002 mm/m
Mezní úchylka pravouhlosti hran		±1°45'
Úhel ohybu		90 °
Zkroucení		1 °.m ⁻¹
Provenience		Polsko

KARDANOVÁ HŘÍDEL S VOLNOBĚŽKOU



Katalogový kód	27320
Délka:	1000 mm
Kategorie:	5
Výkon při 540 rpm:	35 kW
Výkon při 1000 rpm:	54 kW
Vidlice:	1"3/8 (35 mm) 6 zubů
Upevnění vidlice:	Pružný kolík
Běžná cena:	5 907,24 Kč

Příloha I



Type 8

Číslo produktu	Typ	D (mm)	C (mm)	A x B (mm)	E x G (mm)	F (mm)	H (mm)	Přibližné max zatížení (kg)	M (mm)
499662	Kolečko 8	150	48	135x111	105x80	11	188	330	-

